

TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS

“Studi Kasus untuk Perbandingan $d/D = 0,2$; Jarak $S/D = 1,6$;
 $y/D = 0,0$; $0,25$; $0,5$; Bilangan Reynolds = 97000 , 145000 ,
dan 178000 ”

ROVITA HARIM BHARADELA FITRIANA
NRP 02111440000004

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS

**“Studi Kasus untuk Perbandingan $d/D = 0,2$; Jarak $S/D = 1,6$;
 $y/D = 0,0$; $0,25$; $0,5$, Bilangan Reynolds = 97000, 145000,
dan 178000”**

**ROVITA HARIM BHARADELA FITRIANA
NRP 02111440000004**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



TUGAS AKHIR - TM 141585

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF CYLINDER AS A DISTURBANCE TO THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE

“Case Study for Comparison $d/D = 0.2$; Distance $S/D = 1.6$; $y/D = 0.0$; 0.25 ; 0.5 ; Reynolds Number = 97000, 145000, 178000”

**ROVITA HARIM BHARADELA FITRIANA
NRP 02111440000004**

**Advisory Lecturer
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN
ANGIN SAVONIUS**

“Studi Kasus untuk Perbandingan $d/D = 0,2$; Jarak $S/D = 1,6$;
 $y/D = 0,0; 0,25; 0,5$, Bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan
178000”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ROVITA HARIM BHARADELA FITRIANA

NRP. 02111440000004

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA (Pembimbing)
NIP. 196001291987011001
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD (Penguji I)
NIP. 196412281990031002
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT (Penguji II)
NIP. 197104051997021001
4. Vivien Suphandani, ST, ME, PhD (Penguji III)
NIP. 198105292003122001

**SURABAYA
JULI, 2018**

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS

“Studi Kasus untuk Perbandingan $d/D = 0,2$; Jarak $S/D = 1,6$; $y/D = 0,0; 0,25; 0,5$; Bilangan Reynolds = 97000, 145000, dan 178000”

Nama Mahasiswa : Rovita Harim Bharadela Fitriana
NRP : 02111440000004
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstrak

Indonesia merupakan negara dengan jumlah penduduk terbanyak ke-4 di dunia. Peningkatan jumlah penduduk mengakibatkan peningkatan kebutuhan energi. Energi fosil yang menjadi energi dominan menunjukkan penurunan produksi setiap tahunnya. Hal ini menuntut untuk memanfaatkan energi baru terbarukan salah satunya energi angin. Energi kinetik yang dimiliki oleh energi angin dapat dikonversi menjadi energi lain seperti listrik atau mekanik dengan menggunakan turbin angin. Turbin angin Savonius bekerja dengan memanfaatkan perbedaan dari gaya drag pada advancing blade dan returning blade. Perbedaan gaya drag antara kedua sudu menghasilkan torsi yang akan membuat rotor berputar. Namun, turbin Savonius memiliki efisiensi yang lebih rendah dibandingkan turbin angin lainnya. Salah satu cara untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius yaitu dengan menambahkan silinder pengganggu di depan returning blade dengan variasi posisi (y/D).

Penelitian dilakukan pada aliran eksternal dengan sumber aliran udara berasal dari axial fan yang diseragamkan dengan honeycomb. Turbin angin Savonius yang digunakan berdiameter sudu (D) = 165,2 mm, tinggi (H) = 294,4 mm, diameter poros (b) = 19 mm, dan diameter end plates (D_0) = 321 mm. Silinder pengganggu diletakkan di depan returning blade

pada jarak (S/D) = 1,6 yang memiliki diameter (d) = 32,2 mm dan tinggi (h) = 500 mm. Penelitian ini dilakukan variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D) = 0,0; 0,25; 0,5. Penelitian dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds sebesar 97000, 145000, dan 178000 yang dihitung berdasarkan kecepatan aliran udara dan panjang karakteristik ($L = 2D-b$). Pengukuran kecepatan aliran udara menggunakan anemometer. Pengukuran putaran turbin menggunakan tachometer. Kemudian pengukuran torsi statis menggunakan torque meter dan torsi dinamis menggunakan brake dynamometer. Besarnya daya output turbin dihitung dari kecepatan putaran dan torsi dinamis.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menambahkan silinder pengganggu di depan returning blade dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius. Hal ini berdasarkan peningkatan nilai kecepatan rotasi turbin, torsi statis turbin, coefficient of power, dan coefficient of moment dengan penambahan silinder pengganggu di depan returning blade dengan variasi posisi (y/D) dibandingkan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu. Peningkatan coefficient of power tertinggi diperoleh pada bilangan Reynolds = 178000 dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ diperoleh peningkatan CoP maksimum sebesar 34,12%. Penambahan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ dan $Re = 178000$ secara efektif meningkatkan torsi statis sebesar 9,77% dari tanpa silinder pengganggu.

Kata kunci : coefficient of power, putaran turbin, silinder pengganggu, torsi dinamis, torsi statis, turbin angin Savonius

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF CYLINDER AS A DISTURBANCE TO THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE

“Case Study for Comparison $d/D = 0.2$; Distance $S/D = 1.6$; $y/D = 0.0$; 0.25 ; 0.5 ; Reynolds Number = 97000 , 145000 , and 178000 ”

Student's Name : Rovita Harim Bharadela Fitriana
NRP : 02111440000004
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisory Lecturer : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstract

Indonesia is the fourth most populous country in the world. An increase in population leads to an increase in energy demand. The fossil energy that becomes the dominant energy shows a decrease in production every year. It demands to utilize renewable energy one of them wind energy. Kinetic energy possessed by wind energy can be converted into other energy such as electricity or mechanical by using wind turbine. Savonius wind turbine works by utilizing the difference from the drag force on advancing blade and returning blade. The difference in drag force between the two blades produces a torque that will cause the rotor to rotate. However, the Savonius turbine has a lower efficiency than other wind turbines. One way to improve the performance of the Savonius wind turbine is by adding a disturbance cylinder in front of the returning blade with the position variation (y/D).

The study was conducted on an external stream with an air flow source derived from an axial fan with honeycomb as flow rectifier. Savonius wind turbine has a diameter of blade (D) = $165,2$ mm, height (H) = $294,4$ mm, width of overlap (b) = 19 mm, and diameter of end plates (D_0) = 321 mm. The disturbance cylinder is placed in front of the returning blade at distance (S/D) = 1.6 which has diameter (d) = $32,2$ mm and height (h) = 500

mm. This research was conducted by variation of position perpendicular to the wind direction of the disturbance cylinder relative to the blade diameter (y/D) = 0.0; 0.25; 0.5. The research was conducted with Reynolds number varied of 97000, 145000 and 178000 which was calculated based on airflow velocity and characteristic length ($L = 2D-b$). Measurement of airflow velocity using an anemometer. Measurement of turbine rotation using tachometer. Then static torque measurement using torque meter and dynamic torque using brake dynamometer. The amount of turbine output power is calculated from the speed of rotation and dynamic torque.

The results showed that installing the disturbance cylinder in front of the returning blade could improve the performance of the Savonius wind turbine. This is based on an increase in the value of turbine rotation speed, turbine static torque, coefficient of power, and coefficient of moment. The highest increase of coefficient of power was obtained at Reynolds number = 178000 for the position $y/D = 0.5$ and distance $S/D = 1.6$ obtained maximum CoP increase of 34,12%. The installation of the disturbance cylinder at a distance $y/D = 0.5$ and $Re = 178000$ effectively increased static torque to 9.77% compared with the result without the disturbance cylinder.

Keywords : *coefficient of power, cylinder disturber, dynamic torque, rotation of turbine, Savonius wind turbine, static torque*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin FTI-ITS.

Penulis menyadari bahwa dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Orangtua dan keluarga penulis, Ayah Sugino, Ibu Roro Anik Widijawati, dan adik Atha yang selalu memberikan dukungan, dan doa yang selalu dipanjatkan.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA, selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang selalu meluangkan waktu, mencurahkan ilmu, dan memberikan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Para dosen penguji, Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD., Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., dan Vivien Suphandani, ST., ME., PhD., yang telah banyak memberikan saran dan kritik pada Tugas Akhir ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
5. Bapak Prof. Dr. Ir. Abdullah Shahab, M.Sc., selaku dosen wali yang telah banyak memberikan perhatian dan motivasi kepada penulis.
6. Teman seperjuangan tugas akhir (Anak Pak Yogi) terutama kelompok d/D = 0,2 dan Elsa.
7. Saudari-saudariku Teknik Mesin ITS Angkatan 2014, terutama Ayunisa, Nabila, Kania, dan Dilla.
8. Teman-teman di Lab. Perpindahan Panas (Laskar Perpan), yang telah menemani mengerjakan Tugas Akhir.

9. Teman-teman penulis yang selalu memberikan dukungan kepada penulis, yaitu Ria, Ara, Karina, Mbak Dian, Naomi, Agnes, dan Danar.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan Tugas Akhir ini. Oleh sebab itu, penulis sangat mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	6
1.3 Batasan Masalah	9
1.4 Tujuan Penelitian	9
1.5 Manfaat Penelitian	10
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	11
2.1 Energi Angin	11
2.2 Turbin Angin	13
2.3 Turbin Angin Savonius	14
2.4 Aliran Melintasi Silinder Sirkular	16
2.5 Reynolds Number	17
2.6 Gaya Hambat (<i>Drag Force</i>)	18
2.7 Perhitungan Torsi	21
2.8 Perhitungan Daya	21
2.8.1 Perhitungan Daya Teoritis Turbin	22
2.8.2 Perhitungan Daya Aktual Turbin	23
2.9 Coefficient of Power (CoP)	24
2.10 Coefficient of Moment (Cm)	25
2.11 Tip Speed Ratio	25
2.12 Penelitian Terdahulu	27

2.12.1	Penelitian Pengurangan Gaya <i>Drag</i> pada Silinder Sirkular dengan Menggunakan Silinder Pengganggu Tipe I	27
2.12.2	Studi Eksperimen untuk Meningkatkan Performa Turbin Angin Savonius	30
2.12.3	Optimalisasi Performa Turbin Angin Savonius dengan Cara Modifikasi Bentuk Sudu Turbin dan Penggunaan <i>Shielding Obstacle</i> di Depan <i>Returning Blade</i>	35
2.12.4	Studi Eksperimen untuk Meningkatkan Performa Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu.....	38
2.12.5	Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i>	43
2.12.6	Penelitian Pengurangan Gaya <i>Drag</i> pada Silinder Sirkular	46
2.12.7	Pengaruh Lebar Plat Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius	46
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	53
3.1	Parameter yang Diukur	53
3.2	Analisa Dimensi	55
3.2.1	Analisa Dimensi <i>Coefficient of Power</i>	55
3.2.2	Analisa Dimensi <i>Coefficient of Moment</i>	58
3.3	Peralatan	61
3.3.1	<i>Axial Fan</i> dan <i>Voltage Regulator</i>	61
3.3.2	<i>Honeycomb</i>	63
3.3.3	Silinder Pengganggu	64
3.3.4	Turbin Angin Savonius	64
3.3.5	Penyangga Turbin Angin Savonius.....	66
3.3.6	Alat Ukur.....	66
3.4	Prosedur Penelitian	74
3.4.1	Prosedur Menentukan Putaran dan Torsi Dinamis	74

	3.4.2	Prosedur Menentukan Torsi Statis	76
3.5		Flowchart Penelitian	78
	3.5.1	Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis.....	78
	3.5.2	Flowchart Torsi Statis	80
3.6		Hasil yang Akan Dicapai.....	82
BAB IV		ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	71
4.1		Data Penelitian dan Contoh Perhitungan	83
	4.1.1	Perhitungan Reynolds Number	83
	4.1.2	Perhitungan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR).....	85
	4.1.3	Perhitungan Coefficient of Power (CoP)	86
	4.1.4	Perhitungan Coefficient of Moment (Cm)	87
4.2		Analisis Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu dengan Variasi Bilangan <i>Reynolds</i> 97000, 145000, dan 178000	88
	4.2.1	Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (T_{s0}).....	88
	4.2.2	Analisis Putaran Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (n_0)	91
	4.2.3	Analisis <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu.....	93
	4.2.4	Analisis <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu.....	95
4.3		Analisis Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Dengan Variasi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ pada Bilangan <i>Reynolds</i> = 97000, 145000, dan 178000	96
	4.3.1	Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> Untuk Variasi Bilangan <i>Reynolds</i>	97
	4.3.1.1	Analisis Torsi Statis (T_s) sebagai Fungsi Posisi Angular Sudu pada Jarak $y/D = 0,5$	97
	4.3.1.2	Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di	

Depan <i>Returning Blade</i> untuk Variasi $Re = 97000$	100
4.3.1.3 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> untuk Variasi $Re = 145000$	103
4.3.1.4 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> untuk Variasi $Re = 178000$	105
4.3.2 Analisis Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning blade</i> (n) Untuk Variasi y/D	107
4.3.2.1 Analisis Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (n) pada Jarak $y/D = 0,0$	107
4.3.2.2 Analisa Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (n) pada Jarak $y/D = 0,25$	109
4.3.2.3 Analisa Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (n) pada Jarak $y/D = 0,5$	111
4.3.3 Analisa <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> (<i>CoP</i>) Untuk Variasi Bilangan <i>Reynolds</i>	113
4.3.3.1 Analisa <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> (<i>CoP</i>) Untuk Variasi $Re = 97000$	114
4.3.3.2 Analisa <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> (<i>CoP</i>) Untuk Variasi $Re = 145000$	116

4.3.3.3	Analisa <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade (CoP)</i> Untuk Variasi $Re = 178000$	119
4.3.4	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (<i>Cm</i>) di Depan <i>Returning Blade</i> Untuk Variasi Bilangan <i>Reynolds</i>	123
4.3.4.1	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade (Cm)</i> Untuk Variasi $Re = 97000$	123
4.3.4.2	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade (Cm)</i> Untuk Variasi $Re = 145000$	125
4.3.4.3	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade (Cm)</i> Untuk Variasi $Re = 178000$	127
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	130
5.1	Kesimpulan.....	131
5.2	Saran	133
	DAFTAR PUSTAKA	134
	LAMPIRAN	134

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Peta potensi energi angin Indonesia	12
Gambar 2.2	Jenis turbin angin (Al-Shemmeri, 2010)	14
Gambar 2.3	Desain sederhana turbin angin Savonius.....	15
Gambar 2.4	Kualitatif aliran pada suatu silinder.....	16
Gambar 2.5	Pengaruh turbulensi pada separasi	17
Gambar 2.6	Penguraian komponen gaya drag dan gaya lift .	19
Gambar 2.7	FBD Brake Dynamometer.....	23
Gambar 2.8	Grafik hubungan antara Coefficient of Power dengan Tip Speed Ratio berbagai jenis turbin angin.....	27
Gambar 2.9	Skema eksperimen dua silinder pada wind tunnel.....	28
Gambar 2.10	Distribusi koefisien tekanan pada silinder sirkular dengan variasi sudut potong pada $Re = 5.3 \times 10^4$	29
Gambar 2.11	Variasi sudut potong silinder pengganggu terhadap rasio koefisien drag (CD/CD_0) pada $Re = 5,3 \times 10^4$	30
Gambar 2.12	Skema turbin angin Savonius.....	31
Gambar 2.13	Pengaruh jumlah blade terhadap coefficient of power turbin	32
Gambar 2.14	Pengaruh jumlah blade terhadap daya aktual turbin	32
Gambar 2.15	Pengaruh jumlah stage turbin terhadap specific power.....	33
Gambar 2.16	Pengaruh overlap ratio terhadap daya aktual turbin	33
Gambar 2.17	Pengaruh aspect ratio terhadap coefficient of power.....	34

Gambar 2.18	Pengaruh end plates terhadap daya aktual turbin	34
Gambar 2.19	Skema modifikasi bentuk sudu turbin angin Savonius	35
Gambar 2.20	Skema geometri turbin angin Savonius dengan obstacle plate pada posisi optimum	36
Gambar 2.21	Optimalisasi bentuk sudu turbin angin Savonius	36
Gambar 2.22	Grafik perbandingan torque coefficient (C_m) terhadap speed ratio (λ)	37
Gambar 2.23	Grafik perbandingan power coefficient (CoP) terhadap speed ratio (λ)	37
Gambar 2.24	Grafik perbandingan static torque coefficient (C_{ms}) terhadap sudut rotor (θ)	38
Gambar 2.25	Geometri penelitian turbin angin Savonius	39
Gambar 2.26	Skema turbin angin Savonius dengan pengganggu	39
Gambar 2.27	Grafik pengaruh penambahan plat pengganggu terhadap nilai Coefficient of Power	40
Gambar 2.28	Grafik pengaruh kecepatan rotasi terhadap sudut plat (α dan β) pengganggu 1	41
Gambar 2.29	Grafik pengaruh torsi yang dihasilkan terhadap kecepatan rotasi	42
Gambar 2.30	Grafik pengaruh Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio	42
Gambar 2.31	Skema instalasi penelitian	43
Gambar 2.32	Grafik fungsi n/n_0 terhadap variasi jarak S/D ...	44
Gambar 2.33	Grafik fungsi $T_{statis}/T_{statis0}$ terhadap variasi jarak S/D	45
Gambar 2.34	Grafik fungsi CoP/CoP_0 terhadap variasi jarak S/D	45
Gambar 2.35	Geometri benda uji	46

Gambar 2.36	Grafik hubungan bilangan Reynolds terhadap koefisien drag.....	47
Gambar 2.37	Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular	47
Gambar 2.38	Skema penelitian	49
Gambar 2.39	Grafik CP/CP0 untuk variasi S/D pada $Re = 30000$ dan 90000	49
Gambar 2.40	Skema dari domain modelling.....	50
Gambar 2.41	Aliran disekitar turbin angin Savonius tanpa pengganggu untuk $Re = 30000$; (a) vektor kecepatan, (b) kontur tekanan, dan $Re = 90000$; (c) vektor kecepatan, (d) kontur tekanan.....	51
Gambar 2.42	Kontur tekanan pada turbin Savoius dengan pengganggu, $Re = 90000$; (a) $S/D = 1,00$, (b) $S/D = 1,02$, (c) $S/D = 1,03$, (d) $S/D = 1,15$, (e) $S/D = 1,41$ dan (f) $S/D = 2,00$	52
Gambar 3.1	Skema penelitian dan parameter pengukuran....	53
Gambar 3.2	Skema penelitian	54
Gambar 3.3	Axial fan CKE SPV-18	62
Gambar 3.4	Voltage Regulator	62
Gambar 3.5	Skema honeycomb	63
Gambar 3.6	Skema silinder pengganggu	64
Gambar 3.7	Skema turbin angin Savonius.....	65
Gambar 3.8	Ball Bearing	65
Gambar 3.9	Skema penyangga turbin angin Savonius.....	66
Gambar 3.10	Anemometer Omega HHH-141A	67
Gambar 3.11	Tachometer OMEGA seri HHT12	68
Gambar 3.12	Torquemeter LUTRON TQ-8800	69
Gambar 3.13	Skema pengukuran brake dynamometer	70
Gambar 3.14	Benang nylon LAZER.....	71
Gambar 3.15	Massa pemberat.....	72
Gambar 3.16	Timbangan SF-400	72
Gambar 3.17	Neraca Pegas NAGATA tipe C-5	73
Gambar 3.18	WD-40 Muti-Use Product	74

Gambar 4.1	Grafik torsi statis turbin angin savonius tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai fungsi posisi angular sudu 89
Gambar 4.2	Grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n_0) terhadap bilangan Reynolds (Re)..... 92
Gambar 4.3	Grafik <i>coefficient of power</i> turbin angin savonius tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> 93
Gambar 4.4	Grafik <i>coefficient of moment</i> turbin angin savonius tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> 95
Gambar 4.5	Grafik torsi statis turbin angin savonius dengan silinder pengganggu sebagai fungsi posisi angular sudu pada jarak $y/D = 0,5$ 98
Gambar 4.6	Grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap posisi angular sudu pada $Re = 97000$ 101
Gambar 4.7	Grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap posisi angular sudu pada $Re = 145000$ 103
Gambar 4.8	Grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap posisi angular sudu pada $Re = 178000$ 105
Gambar 4.9	Grafik putaran turbin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds pada $y/D = 0$ 108
Gambar 4.10	Grafik putaran turbin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds pada $y/D = 0,25$ 110
Gambar 4.11	Grafik putaran turbin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds pada $y/D = 0,5$ 112

Gambar 4.12	Grafik coefficient of power turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap tip speed ratio pada $Re = 97000$ 114
Gambar 4.13	Grafik coefficient of power turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap tip speed ratio pada $Re = 145000$ 117
Gambar 4.14	Grafik coefficient of power turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap tip speed ratio pada $Re = 178000$ 120
Gambar 4.15	Grafik coefficient of moment turbin angin savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio pada $Re = 97000$ 124
Gambar 4.16	Grafik coefficient of moment turbin angin savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio pada $Re = 145000$ 126
Gambar 4.17	Grafik coefficient of moment turbin angin savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio pada $Re = 178000$ 128
Gambar A.1	Uniformity test 152
Gambar A.2	Grafik distribusi kecepatan horizontal pada uniformity test 154
Gambar A.3	Grafik distribusi kecepatan vertikal pada uniformity test 154

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Data Nilai Coefficient Of Drag (C_D) untuk Beberapa Bentuk Benda pada $Re > 10^3$ (Pritchard et al,2010).....	20
Tabel 2.2	Variasi Panjang Plat Pengganggu dan Pengarah	40
Tabel 3.1	Dimensi primer tiap parameter.....	56
Tabel 3.2	Dimensi primer tiap parameter.....	59
Tabel 3.3	Spesifikasi Axial Fan CKE SPV-18.....	62
Tabel 3.4	Spesifikasi Voltage Regulator	63
Tabel 3.5	Spesifikasi Ball Bearings	66
Tabel 3.6	Spesifikasi Anemometer Omega HHF-141A....	67
Tabel 3.7	Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12..	68
Tabel 3.8	Spesifikasi Torquemeter LUTRON TQ-8800...	69
Tabel 3.9	Spesifikasi Benang nylon LAZER	71
Tabel 3.10	Spesifikasi Anak Timbangan NHK tipe M-1	72
Tabel 3.11	Spesifikasi Timbangan Digital SF-400	72
Tabel 3.12	Spesifikasi Timbangan NAGATA tipe C-5	73
Tabel 3.13	Spesifikasi WD-40 Muti-Use Product.....	74
Tabel 4.1	Data turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu	88
Tabel A.1	Data Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re = 97000$	137
Tabel A.2	Data Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re = 145000$	138
Tabel A.3	Data Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re = 178000$	139
Tabel A.4	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0$, $Re = 97000$	140
Tabel A.5	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0$, $Re = 145000$	141

Tabel A.6	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0$, $Re = 178000$	142
Tabel A.7	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,25$, $Re = 97000$	143
Tabel A.8	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,25$, $Re = 145000$	144
Tabel A.9	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,25$, $Re = 178000$	145
Tabel A.10	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,5$, $Re = 97000$	147
Tabel A.11	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,5$, $Re = 145000$	148
Tabel A.12	Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,5$, $Re = 178000$	149
Tabel A.13	Data Torsi Statis Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu	151
Tabel A.14	Data Kecepatan Aliran Fluida Arah Horizontal dan Vertikal	153

DAFTAR SIMBOL

A	Cross sectional area (m^2)
b	Diameter poros (m)
C_D	Koefisien <i>drag</i>
C_m	Coefficient of Moment
C_{m_0}	Coefficient of Moment turbin tanpa silinder pengganggu
CoP	Coefficient of Power
CoP_0	Coefficient of Power turbin tanpa silinder pengganggu
C_P	Koefisien <i>pressure</i>
D	Diameter sudu Turbin Savonius (m)
d	Diameter silinder sirkular pengganggu (m)
D_0	Diameter <i>end plates</i> (m)
E_k	Energi kinetik (Joule)
F_D	Gaya <i>drag</i> (N)
g	Gaya gravitasi (m/s^2)
H	Tinggi turbin angin Savonius (m)
h	Tinggi silinder sirkular pengganggu (m)
n	Putaran turbin (rpm)
n_0	Putaran turbin tanpa silinder pengganggu (rpm)
P_W	Daya angin (Watt)
P_T	Daya aktual turbin (Watt)
P	Tekanan udara saat penelitian dilakukan (N/m^2)
R	Konstanta spesifik gas (J/kg K)
R	Jari-jari turbin (m)
r	Jari-jari silinder pada poros turbin (m)
Re	Bilangan Reynolds
S	Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat <i>returning blade</i> (m)
T	Temperatur udara saat penelitian dilakukan ($^{\circ}K$)
T	Torsi statis dari putaran poros (N.cm)
T_0	Torsi statis turbin tanpa silinder pengganggu (N.cm)

t	Tebal <i>end plates</i> (m)
U_{∞}	Kecepatan aliran <i>free stream</i> udara (m/s)
y	Posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (m)
ρ	Massa jenis udara (kg/m^3)
μ	Viskositas udara (Ns/m^2)
τ	Torsi Dinamis yang dihasilkan turbin (N-m)
ω	Kecepatan angular turbin (rad/s)
λ	<i>Tip Speed Ratio</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara dengan jumlah penduduk terbanyak ke-4 di dunia. Berdasarkan hasil proyeksi jumlah penduduk Indonesia oleh Badan Pusat Statistik menunjukkan bahwa jumlah penduduk Indonesia selama dua puluh lima tahun mendatang terus meningkat yaitu dari 238,5 juta pada tahun 2010 menjadi 305,7 juta pada tahun 2035 (**BPS,2013**). Semakin bertambahnya jumlah penduduk menyebabkan meningkatnya kebutuhan energi. Saat ini, energi fosil masih menjadi energi dominan yang diproduksi Indonesia. Namun perkembangan produksi minyak bumi menunjukkan kecenderungan menurun rata-rata sekitar 4,41% per tahun, yaitu dari 945 ribu bpd pada tahun 2010 menjadi 789 ribu bpd pada tahun 2014 (**KESDM, 2015**). Penurunan produksi tersebut disebabkan oleh umur sumur – sumur produksi minyak bumi yang sudah tua, sementara produksi sumur baru masih relatif terbatas. Sejak tahun 2010-2014, laju penemuan cadangan dibandingkan dengan produksi atau *Reserve Replacement Ratio* (RRR) sekitar 50%, artinya Indonesia lebih banyak memproduksi minyak bumi dibandingkan menemukan cadangan minyak bumi (**KESDM, 2016**). Semakin bertambahnya kebutuhan BBM di dalam negeri yang tidak diimbangi dengan jumlah produksi minyak bumi menyebabkan peningkatan impor minyak bumi dan BBM. Hal ini menyebabkan Indonesia rentan terhadap perubahan kondisi global yang dapat berpengaruh pada ketahanan energi nasional. Oleh karena itu, masyarakat Indonesia dituntut untuk memanfaatkan energi baru terbarukan (EBT) dalam mengatasi krisis energi di masa mendatang.

Upaya untuk mengatasi krisis energi di masa mendatang adalah dengan memanfaatkan energi terbarukan. Sumber energi terbarukan adalah sumber energi ramah lingkungan yang tidak mencemari lingkungan dan tidak memberikan kontribusi terhadap

perubahan iklim dan pemanasan global, karena energi yang didapatkan berasal dari proses alam yang berkelanjutan. Saat ini, salah satu energi terbarukan yang banyak dikembangkan di dunia adalah energi angin. Indonesia memiliki potensi untuk memanfaatkan sumber daya dari energi angin sebesar 970 MW dengan kapasitas yang terpasang untuk memanfaatkan energi angin hanya mencapai 1,96 MW (BPPT,2017). Pemanfaatan energi angin di Indonesia yang masih kurang disebabkan kecepatan angin yang cukup rendah yaitu berkisar antara 3 – 6 m/s (KESDM,2016). Potensi energi angin di Indonesia yang relatif rendah berhubungan dengan letak Indonesia di daerah khatulistiwa. Namun, masih terdapat daerah – daerah yang secara geografi merupakan daerah angin karena merupakan wilayah *nozzle effect* atau penyempitan antara dua pulau atau daerah lereng gunung antara dua gunung yang berdekatan. Kondisi kecepatan angin di Indonesia yang cukup rendah dapat dimanfaatkan dengan penggunaan turbin angin tipe Savonius.

Energi kinetik yang dimiliki oleh energi angin dapat dikonversi menjadi energi lain seperti listrik atau mekanik dengan menggunakan turbin angin. Turbin angin dibagi menjadi dua kelompok berdasarkan arah sumbunya yaitu HAWT (*Horizontal Axis Wind Turbine*) dan VAWT (*Vertical Axis Wind Turbine*). Salah satu turbin jenis VAWT (*Vertical Axis Wind Turbine*) adalah turbin Savonius. Turbin angin Savonius ditemukan oleh seorang insinyur asal Finlandia yang bernama Sigurd J.Savonius pada tahun 1925. Desain dasar turbin Savonius adalah berbentuk S dengan dua sudu setengah silinder yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* merupakan sudu dengan permukaan cekung terhadap datangnya arah aliran angin, sedangkan *returning blade* merupakan sudu dengan permukaan cembung terhadap datangnya arah aliran angin. Prinsip kerja dari turbin Savonius sangat sederhana yaitu turbin berputar karena perbedaan dari gaya *drag* pada sudu cekung (*advancing blade*) dan sudu cembung (*returning blade*). Aliran udara yang terjebak pada *advancing blade* akan

menghasilkan gaya *drag* dan akan mendorong turbin. Aliran yang menumbuk *returning blade* menghasilkan gaya *drag* yang lebih kecil daripada gaya *drag* pada *advancing blade*, perbedaan gaya *drag* ini menghasilkan torsi yang akan membuat rotor berputar. Turbin angin Savonius dapat berputar tanpa memperdulikan arah angin dan dapat berputar dengan laju angin yang relatif rendah sehingga cocok digunakan pada daerah yang memiliki arah angin tidak menentu dan laju angin yang relatif rendah seperti Indonesia. Namun, turbin Savonius memiliki efisiensi yang lebih rendah dibandingkan turbin angin jenis lainnya, seperti turbin Darrieus.

Mengingat turbin angin Savonius memiliki kekurangan pada efisiensi yang rendah, maka banyak upaya yang dilakukan oleh para peneliti untuk meningkatkan kinerja dari turbin angin Savonius. Salah satu penelitian yang telah dilakukan yaitu meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan pengaruh jumlah *blade*, jumlah *stage* turbin, *overlap ratio*, *aspect ratio*, dan keberadaan *end plates* pada turbin oleh **Mahmoud et al (2010)**. Pada penelitian ini terdapat beberapa parameter yang digunakan yaitu jumlah *blade* dengan dua *blade* (2b), tiga *blade* (3b), dan empat *blade* (4b); jumlah *stage* turbin dengan satu *stage* dan dua *stage*; *overlap ratio* (β) sebesar 0; 0,2; 0,25; 0,3; dan 0,35, dan *aspect ratio* sebesar 0,5, 1, 2, 4 dan 5 dengan ada dan tidak adanya *end plates* pada turbin angin Savonius. Hasil dari penelitian ini didapatkan bahwa jumlah *blade* turbin angin Savonius dengan dua *blade* lebih efisien daripada tiga atau empat *blade*. Turbin dengan dua *stage* memiliki *specific power* yang lebih besar daripada satu *stage*, sehingga performa turbin dengan dua *stage* lebih optimum. Pengoperasian turbin angin Savonius tanpa *overlap ratio* lebih baik dibandingkan dengan turbin dengan *overlap ratio*. *Coefficient of power* dari turbin akan meningkat dengan kenaikan *aspect ratio* (α). Penggunaan *end plates* pada turbin akan memberikan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan turbin tanpa menggunakan *end plates*. Dari penelitian lainnya yang telah dilakukan oleh **Altan et al (2008)** mengenai

peningkatan performa pada turbin Savonius menggunakan dua buah plat, yaitu plat pengarah di depan *advancing blade* dan plat pengganggu di depan *returning blade*. Plat pengganggu berfungsi untuk mencegah torsi negatif pada *returning blade* sehingga meningkatkan performa dari turbin. Terdapat empat variabel pada dua buah plat yaitu panjang plat (l_1 dan l_2) dan sudut plat (α dan β). Pada percobaan ini digunakan tiga tipe plat dengan perbedaan panjang plat pengganggu dan pengarah (l_1 dan l_2). Percobaan dilakukan pada kecepatan rata-rata angin sebesar 7 m/s dan bilangan *Reynolds* sebesar 1.5×10^5 . Dari percobaan diperoleh nilai optimum sudut plat pengganggu yaitu pada α sebesar 45° dan β sebesar 15° . Nilai tertinggi *coefficient of power* (CoP) terdapat pada plat tipe satu dengan panjang plat pengganggu (l_1) sebesar 45 mm dan panjang plat pengarah (l_2) sebesar 52 cm. Penggunaan plat tipe satu pada turbin Savonius dapat meningkatkan *coefficient of power* sebesar 38%.

Penelitian lainnya dengan menggunakan *software Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk meningkatkan performa turbin Savonius dengan penggunaan *shielding obstacle* di depan *returning blade* dan pengomptimalan bentuk sudu oleh **Mohamed et al (2010)**. Pada penelitian ini *shielding obstacle* diletakkan pada posisi optimum ($X_1/R = -1.2383$, $Y_1/R = -0.4539$, $X_2/R = -1.0999$ dan $Y_2/R = -1.1770$, dengan sudut $\beta = 100.8^\circ$). Penelitian ini membandingkan performa dari turbin angin Savonius pada umumnya dengan turbin angin Savonius yang sudunya sudah dimodifikasi dan diberi *shielding obstacle* di depan *returning blade*. Dari simulasi yang dilakukan pada penelitian ini didapatkan bahwa turbin angin Savonius yang sudunya sudah dimodifikasi dan diberi *shielding obstacle* memiliki kenaikan relatif *power output coefficient* sebesar 38,9% pada $\lambda = 0,7$ dan 75,4% pada $\lambda = 1,4$ dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional yang tidak diberi *shielding obstacle*.

Terdapat beberapa penelitian mengenai penggunaan silinder pengganggu tipe-I pada silinder sirkular untuk mengurangi gaya *drag* dilakukan oleh **Triyogi et al (2009)**.

Penggunaan silinder pengganggu tipe I dimaksudkan untuk mempersempit daerah *wake* sehingga mengubah titik separasi dan mengurangi gaya *drag* pada silinder sirkular utama. Pada penelitian ini digunakan silinder utama berdiameter (d) 60 mm dan tujuh potongan *bluff body* dari silinder sirkular pengganggu yang berdiameter (d_s) 7,5 mm dengan sudut potong (θ_s) yaitu 0° , 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65° yang diletakkan dengan posisi permukaan potong tegak lurus terhadap arah aliran. Penelitian ini dilakukan pada *wind tunnel subsonic* dengan rangkaian terbuka dengan kecepatan angin konstan yaitu 14 m/s pada *Reynolds Number* (Re) sebesar $5,3 \times 10^4$. Penggunaan *bluff bodies* atau silinder pengganggu tipe-I di depan silinder sirkular efektif mengurangi gaya *drag* pada silinder sirkular. Silinder pengganggu tipe-I dengan sudut potong (θ_s) sebesar 65° mampu mereduksi gaya *drag* lebih besar diantara yang lain sebesar 0,52 kali dari silinder sirkular tanpa pengganggu. Adapun studi eksperimen mengenai peningkatan performa turbin angin Savonius dengan penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* yang dilakukan oleh **Mangkunegoro, Satria Bayu (2017)**. Studi eksperimen dianalisa pada turbin angin Savonius dengan diameter (D) sebesar 101,6 mm menggunakan silinder pengganggu dengan diameter (d) sebesar 20,32 mm atau dengan nilai $d/D = 0,2$. Variasi yang digunakan dalam eksperimen ini adalah jarak antara pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ dan *Reynolds Number* sebesar $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$, dan $9,0 \times 10^4$. Dari studi eksperimen ini dapat disimpulkan bahwa penggunaan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Peningkatan performa turbin angin Savonius ini ditandai dengan meningkatnya nilai torsi statis (T), kecepatan putar turbin (n), dan *coefficient of power* (CoP) dengan silinder pengganggu di depan *returning blade* dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu di depan *returning blade*. Performa optimal turbin angin Savonius didapatkan pada

jarak S/D terdekat yaitu 1,8 dan pada *Reynolds Number* sebesar $6,0 \times 10^4$. Sehingga performa turbin angin Savonius pada *Reynolds Number* $6,0 \times 10^4$ lebih tinggi dibandingkan dengan *Reynolds Number* $3,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Dari beberapa penelitian yang telah dilakukan masih diperlukan penelitian lebih lanjut untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius yang sesuai untuk digunakan di Indonesia. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Penambahan silinder pengganggu dilakukan dengan variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D) sebesar 0,0; 0,25; 0,5 dengan bilangan *Reynolds* yaitu 97000, 145000, dan 178000.

1.2 Perumusan Masalah

Desain sederhana dari turbin angin Savonius yang memiliki dua sudu terdiri *advancing blade* dan *returning blade*. Perbedaan antara *advancing blade* dan *returning blade* terletak dari datangnya arah aliran yang menuju ke arah turbin. *Advancing blade* merupakan sudu cekung dan *returning blade* merupakan sudu cembung dilihat dari datangnya arah aliran yang menuju turbin angin Savonius. Namun turbin angin Savonius memiliki kekurangan pada efisiensi yang dihasilkan rendah. Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi dan performa dari turbin angin Savonius yaitu dengan meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Penggunaan silinder pengganggu ini bertujuan untuk memperkecil gaya *drag* yang dihasilkan pada *returning blade*. Kedua sudu memiliki nilai *coefficient of drag* (C_D) yang berbeda. *Advancing blade* memiliki nilai C_D yang lebih besar dibandingkan *returning blade* sehingga gaya *drag* yang dihasilkan pada *advancing blade* nilainya lebih besar dibandingkan *returning blade*. Jika gaya *drag* pada *returning blade* dapat diperkecil maka perbedaan nilai gaya *drag* pada

kedua turbin akan semakin besar. Semakin besar perbedaan nilai gaya *drag* kedua sudu maka torsi yang dihasilkan semakin besar. Apabila nilai torsi dikalikan dengan kecepatan putaran turbin maka didapatkan daya turbin yang nilainya semakin besar.

Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan dua sudu dan diberi silinder pengganggu dengan variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D). Penggunaan silinder pengganggu yang dipasang di depan *returning blade* diharapkan dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade* sehingga selisih gaya *drag* kedua sudu semakin besar, akibatnya nilai torsi akan meningkat dan daya yang dihasilkan turbin angin Savonius meningkat. Hipotesa awal yang diharapkan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penempatan pengganggu berupa silinder di depan *returning blade* diduga dapat menyebabkan tekanan di daerah antara silinder pengganggu dan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga selisih total antara tekanan di depan dan di belakang *returning blade* akan menurun, akibatnya *pressure drag* pada *returning blade* akan menurun. Sehingga selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar maka nilai torsi dan daya turbin yang diperoleh akan semakin besar.
2. Silinder pengganggu diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius. Penggunaan silinder pengganggu kemungkinan besar berpengaruh untuk menurunkan nilai gaya *drag* yang timbul di *returning blade*. Hal ini dikarenakan *wake* yang timbul dibelakang silinder pengganggu mempercepat perubahan *boundary layer* menjadi turbulen pada *returning blade*. Sehingga titik separasi mundur ke belakang menyebabkan *wake* yang sempit dan gaya

drag pada *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Sehingga semakin besar selisih gaya *drag* pada kedua sudu maka nilai torsi dan daya turbin yang diperoleh akan semakin besar.

3. Variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datangnya angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D) sebesar 0,0; 0,25; 0,5 memiliki pengaruh untuk mendapatkan posisi optimum dimana *wake* yang dihasilkan oleh silinder pengganggu dapat secara efektif menunda titik separasi dari *returning blade* sejauh mungkin ketika turbin Savonius berputar, akibatnya nilai gaya *drag* *returning blade* semakin mengecil dan selisih gaya *drag* kedua sudu akan semakin meningkat. Dilain sisi, silinder pengganggu pada posisi (y/D) tertentu diduga dapat berpengaruh dalam mengarahkan aliran udara menuju sisi *advancing blade* lebih banyak. Akibatnya gaya *drag* yang dihasilkan pada sisi *advancing blade* akan semakin meningkat seiring dengan pergeseran posisi y menuju *advancing blade* hingga mencapai posisi optimumnya. Tetapi setelah posisi y melewati posisi optimumnya, akan terjadi peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* dan selisih gaya *drag* kedua sudu akan menurun. Sehingga nilai torsi, daya, dan *coefficient of power* (CoP) akan meningkat hingga jarak y optimum kemudian menurun seiring dengan pertambahan jarak y melewati jarak y optimum.

Untuk membuktikan hipotesa diatas, maka akan dilakukan penelitian dengan menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm serta silinder pengganggu dengan perbandingan $d/D = 0,2$ ($d = 32,2$ mm) yang diletakkan di depan *returning blade*. Jarak antara pusat *returning*

blade turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D) = 1,6. Variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D) sebesar 0,0; 0,25; 0,5 pada bilangan *Reynolds* yaitu 97000, 145000, dan 178000.

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini digunakan beberapa batasan masalah agar hasil yang didapatkan sesuai dengan yang diharapkan dan tidak menyimpang dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Fluida yang mengalir adalah udara dengan kondisi *steady flow*, *incompressible flow*, dan *uniform* pada sisi *upstream* dengan bilangan *Reynolds* sebesar 97000, 145000, dan 178000.
2. Analisis dilakukan pada turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm, pengganggu berupa silinder sirkular dengan perbandingan $d/D = 0,2$ ($d = 32,2$ mm), dan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D) = 1,6.
3. Variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D) yang digunakan sebesar 0,0; 0,25; 0,5.
4. Analisis arah aliran udara yaitu pada aliran satu arah.
5. Perpindahan panas yang terjadi dapat diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui peningkatan performa turbin angin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ yang ditempatkan di depan *returning blade* dengan variasi posisi (y/D) yaitu 0; 0,25; 0,5 pada bilangan *Reynolds* yaitu 97000, 145000, dan 178000. Analisis pada penelitian ini dilakukan dengan cara:

1. Mengukur kecepatan putaran dari turbin angin Savonius.
2. Mengukur torsi statis dari turbin angin Savonius.
3. Mengukur torsi dinamis dari turbin angin Savonius.
4. Menghitung *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin angin Savonius.
5. Menghitung *Coefficient of Moment* (Cm) dari turbin angin Savonius.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang didapat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan referensi perancang turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* yang berpengaruh pada performa turbin.
2. Memberikan penjelasan mengenai variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter turbin angin Savonius yang berpengaruh pada performa turbin.
3. Memberikan kontribusi rancangan turbin angin Savonius yang sesuai digunakan pada daerah dengan arah angin tidak menentu dan kecepatan angin yang relatif rendah seperti Indonesia.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

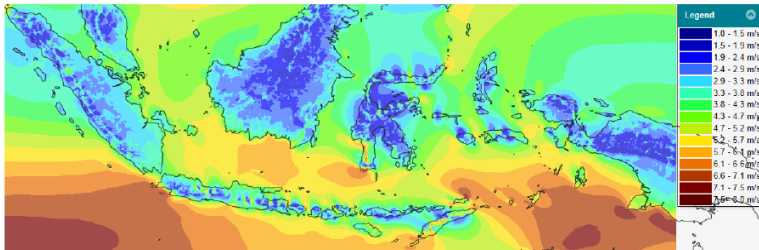
2.1 Energi Angin

Sumber energi terbarukan adalah sumber energi ramah lingkungan yang tidak mencemari lingkungan dan tidak memberikan kontribusi terhadap perubahan iklim dan pemanasan global, karena energi yang didapatkan berasal dari proses alam yang berkelanjutan. Energi terbarukan mencakup fenomena alam seperti cahaya matahari, angin, gelombang laut, dan panas geotermal. Cahaya matahari dan angin merupakan energi alternatif yang paling banyak dimanfaatkan dan dikembangkan dibandingkan dengan sumber energi terbarukan yang lainnya. Kedua macam energi terbarukan tersebut dapat menopang kebutuhan energi listrik seluruh dunia selama lima puluh tahun kedepan sekaligus mengatasi permasalahan *global warning* dan mengurangi ketergantungan terhadap energi fosil.

Pengertian angin adalah udara yang bergerak dari tekanan udara yang lebih tinggi menuju ke tekanan udara yang lebih rendah. Perbedaan tekanan udara yang disebabkan oleh perbedaan suhu udara akibat pemanasan atmosfer yang tidak merata oleh sinar matahari. Daerah yang menerima lebih banyak sinar matahari akan memiliki suhu yang lebih tinggi dibandingkan dengan daerah lainnya sehingga menyebabkan udara bergerak mengembang dan tekanannya menjadi rendah. Sehingga pada daerah yang bersuhu rendah memiliki tekanan yang tinggi. Angin bergerak sehingga memiliki energi kinetik. Energi angin dapat dikonversi atau ditransfer ke dalam bentuk energi lain seperti listrik atau mekanik dengan menggunakan kincir atau turbin angin. Kincir atau turbin angin disebut Sistem Konversi Energi Angin (SKEA).

Pembangkit Listrik Tenaga Angin atau Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB) adalah salah satu pembangkit listrik energi terbarukan yang ramah lingkungan dan memiliki efisiensi kerja yang baik jika dibandingkan dengan pembangkit listrik

energi terbarukan lainnya. Berdasarkan data KESDM RI dapat diketahui bahwa Indonesia memiliki potensi untuk memanfaatkan sumber daya dari energi angin sebesar 970 MW dengan kapasitas yang terpasang untuk memanfaatkan energi angin hanya mencapai 1,96 MW. Pada tahun 2017 dilakukan pembangunan PLTB di Sulawesi Selatan yaitu PLTB Janeponto dengan kapasitas 65 MW dan PLTB Sidrap dengan kapasitas 70 MW. Pemanfaatan energi angin di Indonesia yang masih kurang disebabkan kecepatan angin yang relatif rendah yaitu berkisar antara 3 – 6 m/s seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1. Potensi energi angin di Indonesia yang relatif rendah berhubungan dengan letak Indonesia yang berada di daerah khatulistiwa. Iklim tropis ini menyebabkan Indonesia memiliki kecepatan angin yang rendah karena memiliki suhu yang tinggi. Akibatnya potensi angin di daerah khatulistiwa sangat kecil sehingga pengembangan pembangkit energi angin tidak bisa dilakukan secara optimal. Namun, masih terdapat daerah – daerah yang secara goegrafi merupakan daerah angin karena merupakan wilayah *nozzle effect* atau penyempitan antara dua pulau atau daerah lereng gunung antara dua gunung yang berdekatan.



Gambar 2.1 Peta potensi energi angin Indonesia
(Danish Energy Agency, 2017)

2.2 Turbin Angin

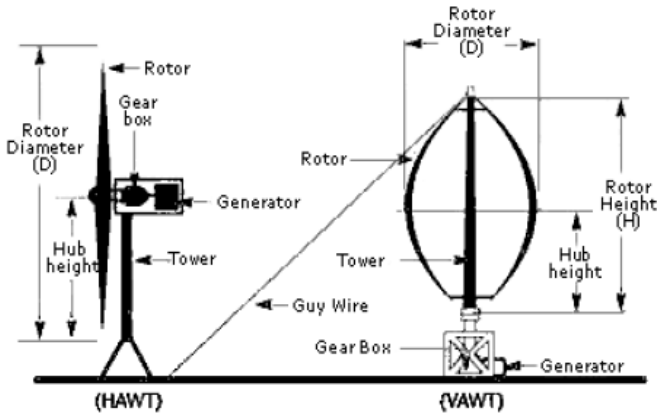
Penggunaan kincir atau turbin angin untuk memanfaatkan energi angin sudah dilakukan beberapa abad yang lalu. Turbin angin pada awalnya dibuat untuk mengakomodasi kebutuhan para petani. Turbin angin terdahulu banyak dibangun di Denmark, Belanda, dan negara-negara Eropa lainnya yang lebih dikenal dengan sebutan *windmill*. Saat ini turbin angin lebih banyak digunakan untuk mengakomodasi kebutuhan listrik masyarakat, dengan menggunakan prinsip konversi energi dan menggunakan sumber daya alam yang dapat diperbaharui yaitu angin.

Angin adalah udara yang bergerak bebas dari tekanan udara yang lebih tinggi ke tekanan udara yang lebih rendah. Adanya perbedaan tekanan udara disebabkan oleh perbedaan suhu udara akibat pemanasan atmosfer yang tidak merata oleh sinar matahari. Karena angin bergerak maka angin memiliki energi kinetik. Energi yang dimiliki oleh angin dapat dikonversi ke dalam bentuk energi yang lain seperti listrik atau mekanik dengan menggunakan kincir atau turbin angin. Turbin angin dibagi menjadi dua kelompok utama berdasarkan arah sumbu yaitu *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT) dan *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT).

Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) ialah jenis turbin angin yang paling banyak digunakan. *Horizontal Axis Wind Turbine* merupakan turbin angin dengan sumbu putar terletak sejajar dengan permukaan tanah. Turbin ini terdiri dari sebuah menara yang di atasnya terdapat baling-baling yang berfungsi sebagai rotor yang menghadap atau membelakangi arah angin. Kebanyakan *Horizontal Axis Wind Turbine* mempunyai dua atau tiga bilah baling-baling walaupun terdapat pula HAWT yang memiliki bilah baling-baling kurang atau lebih dari itu. Kelebihan dari *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT) ialah dengan tower yang tinggi memungkinkan untuk memperoleh kecepatan angin yang besar dan efisiensi yang dihasilkan oleh turbin lebih tinggi sebab sudu turbin selalu bergerak tegak lurus terhadap arah angin dan menerima daya sepanjang putaran. *Horizontal Axis Wind*

Turbine (HAWT) juga memiliki kekurangan yaitu dibutuhkan konstruksi tower yang besar untuk beban *blade*, *gearbox*, dan generator serta diperlukannya sebuah kontrol untuk mengarahkan *blade* menghadap arah angin.

Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) merupakan turbin angin dengan sumbu putarnya tegak lurus terhadap permukaan tanah. Pada turbin jenis ini generator dan *gearbox* diletakkan di permukaan tanah. *Vertical Axis Wind Turbine* memiliki beberapa jenis tipe turbin, Darrieus dan H-Rotor merupakan turbin angin yang memanfaatkan gaya *lift* pada *blade*, serta Savonius yang memanfaatkan gaya *drag* pada *blade*. Turbin angin jenis VAWT memiliki kelebihan yaitu dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah dan menerima angin dari segala arah. Kekurangan dari turbin angin jenis VAWT yaitu efisiensi yang dihasilkan rendah dibandingkan HAWT. Perbedaan konstruksi turbin angin jenis HAWT dan VAWT dapat dilihat pada gambar 2.2.

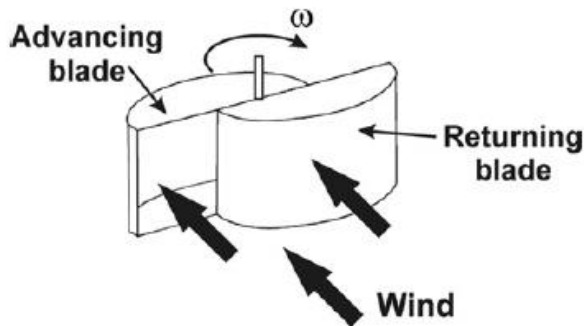


Gambar 2.2 Jenis turbin angin (Al-Shemmeri, 2010)

2.3 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius adalah turbin tipe *drag* yang mana turbin bekerja karena adanya gaya *drag* pada sudu turbin. Turbin angin Savonius ditemukan oleh seorang insinyur asal Finlandia yang bernama Sigurd J. Savonius pada tahun 1925. Konstruksi

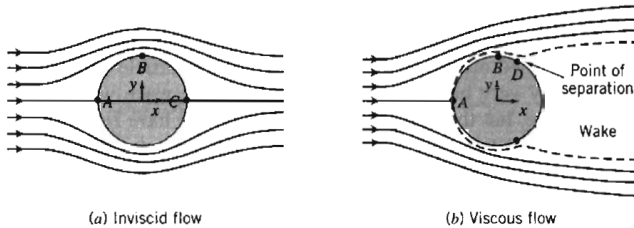
turbin yang relatif sederhana. Desain dasar turbin Savonius adalah berbentuk S dengan dua sudu setengah silinder yaitu *advancing blade* dan *returning blade* seperti pada gambar 2.3. *Advancing blade* merupakan sudu dengan permukaan cekung terhadap datangnya arah aliran angin, sedangkan *returning blade* merupakan sudu dengan permukaan cembung terhadap datangnya arah aliran angin. Prinsip kerja dari turbin Savonius sangat sederhana yaitu turbin berputar karena perbedaan dari gaya *drag* pada sudu cekung (*advancing blade*) dan sudu cembung (*returning blade*). Aliran udara yang terjebak pada *advancing blade* akan menghasilkan gaya *drag* dan akan mendorong turbin. Aliran yang menumbuk *returning blade* menghasilkan gaya *drag* yang lebih kecil daripada gaya *drag* pada *advancing blade*, perbedaan gaya *drag* ini menghasilkan torsi yang akan membuat rotor berputar.



Gambar 2.3 Desain sederhana turbin angin Savonius
(Mohamed et al, 2010)

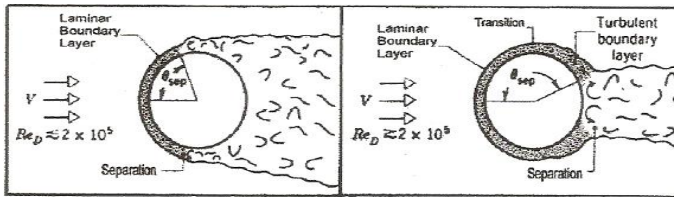
Kelebihan dari turbin angin Savonius yaitu desain turbin yang sederhana, biaya pembuatan yang murah, dapat berputar tanpa memperdulikan arah angin, dan dapat berputar dengan laju angin yang relatif rendah. Namun, turbin angin Savonius memiliki kekurangan pada efisiensi yang dihasilkan turbin lebih rendah dibandingkan turbin angin jenis lainnya, seperti turbin Darrieus.

2.4 Aliran Melintasi Silinder Sirkular



Gambar 2.4 Kualitatif aliran pada suatu silinder
(Pritchard et al, 2010)

Gambar 2.4 (a) merupakan aliran *inviscid* pada suatu silinder, terlihat bahwa *streamline* simetris, terjadi slip pada permukaan silinder dan perbedaan besar kecilnya kecepatan aliran ditunjukkan oleh rapat longgarnya *streamlines* yang ada dan juga tidak terjadi *wake* sehingga tidak terjadi gaya seret pada silinder. Gambar 2.4 (b) menunjukkan aliran *viscous* pada suatu silinder, *streamlines* adalah simetris. Titik A merupakan titik stagnasi yang selanjutnya terjadi *boundary layer*. Dari titik A ke titik B terjadi kenaikan kecepatan yang berakibat penurunan tekanan, selanjutnya dari titik B ke titik D terjadi penurunan kecepatan yang berarti terjadi kenaikan tekanan dimana $P_D > P_B$. Di titik D momentum aliran tidak mampu melawan tegangan geser sehingga menyebabkan pecahnya *boundary layer*. Titik D merupakan titik separasi. Diantara titik-titik pemisahan *boundary layer* terjadi suatu kawasan yang disebut dengan *wake*. Semakin besar *wake* maka semakin besar terjadi perbedaan gaya didepan dan dibelakang silinder yang berakibat semakin besar gaya seret aliran silinder terhadap silinder.



Gambar 2.5 Pengaruh turbulensi pada separasi
(Incropera et al, 1981)

Gambar 2.5 merupakan pengaruh turbulensi pada separasi aliran yang melintasi silinder. Karena momentum fluida dalam lapisan batas turbulen lebih besar daripada lapisan batas laminar, maka kemampuannya untuk melawan tegangan geser lebih besar sehingga akan lebih mampu untuk menunda terjadinya separasi, itu layak untuk mengharapkan transisi. Jika $Re_D \leq 2 \times 10^5$, lapisan batas tetap laminar, dan separasi terjadi pada $\theta \approx 80^\circ$, tetapi bila $Re_D \geq 2 \times 10^5$ terjadi transisi lapisan batas dan separasi ditunda hingga $\theta \approx 140^\circ$.

2.5 Reynolds Number

Bilangan Reynolds (Re) merupakan salah satu bilangan tak berdimensi yang paling penting dan digunakan dalam mekanika fluida. Bilangan Reynolds ditemukan pada tahun 1880 oleh Osborne Reynolds, seorang insinyur Inggris yang mempelajari transisi antara aliran laminar dan turbulen pada *tube*. Dalam mekanika fluida, bilangan Reynolds adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya *viscous* yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan Reynolds digunakan untuk mengidentifikasi jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar, turbulen, atau transisi. Bilangan Reynolds dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viscous}} \dots\dots\dots (2.1)$$

$$\text{Gaya Inersia} = \rho \times A \times U_\infty^2 \times L^2 \dots\dots\dots (2.2)$$

$$\text{Gaya Viscous} = \tau \times A = \left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L} \right) \times L^2 \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana,

- Re : bilangan Reynolds
 p : tekanan (N/m^2)
 τ : tegangan geser (N/m^2)

sehingga,

$$Re = \frac{\rho \times U_{\infty}^2 \times L^2}{\left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L} \right) \times L^2} = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dalam penelitian mengenai turbin angin Savonius ini, panjang karakteristik (L) didefinisikan menjadi :

$$L = 2D - b \dots\dots\dots (2.5)$$

sehingga,

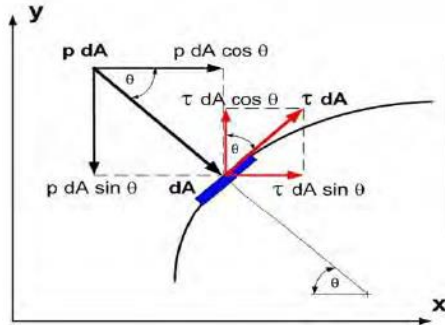
$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot (2D - b)}{\mu} \dots\dots\dots (2.6)$$

keterangan :

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
 U_{∞} : kecepatan aliran *free stream* fluida (m/s)
 μ : viskositas dinamis fluida (N.s/m^2)
 L : panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran (m)
 D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
 b : diameter poros (m)

2.6 Gaya Hambat (*Drag Force*)

Drag merupakan komponen dari gaya pada suatu benda yang bekerja secara paralel atau sejajar terhadap arah aliran. Gaya *drag* terdiri dari gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul sebagai akibat tegangan geser antara fluida dengan permukaan benda (*friction drag*) dan gaya akibat adanya tekanan fluida yang tegak lurus terhadap permukaan benda (*pressure drag*). Gaya *drag* total merupakan penjumlahan dari *friction* dan *pressure drag* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Penguraian komponen gaya drag dan gaya lift

Dari penguraian komponen gaya *drag* dan gaya *lift* seperti pada gambar 2.6, maka dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_D = F_{Dp} + F_{Df} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$F_D = \int p dA \cos \theta + \int \tau dA \sin \theta \dots\dots\dots(2.8)$$

Dalam menentukan nilai gaya *drag*, maka dibutuhkan eksperimen yang berhubungan dengan mekanika fluida. Pada permasalahan untuk menentukan nilai gaya *drag* (F_D) dari silinder permukaan halus dengan diameter (d), bergerak melalui suatu aliran *viscous, incompressible fluid* berkecepatan V , densitas fluida (ρ) dan viskositas (μ). Dimana, gaya *drag* dapat ditulis dalam suatu fungsi seperti berikut :

$$F_D = f_1(d, V, \mu, \rho) \dots\dots\dots(2.9)$$

Dengan menggunakan teori Buckingham Pi, sebuah bilangan yang tak berdimensi maka fungsi diatas dapat ditulis,

$$\frac{F_D}{\rho V^2 d^2} = f_2\left(\frac{\rho V d}{\mu}\right) \dots\dots\dots(2.10)$$

dimana d^2 sebanding dengan luasan yang melintang ($A = \pi d^2/4$) sehingga persamaan diatas dapat diubah menjadi,

$$\frac{F_D}{\rho V^2 d^2} = f_3\left(\frac{\rho V d}{\mu}\right) = f_3(Re) \dots\dots\dots(2.11)$$

Persamaan (2.9) diperoleh dari bodi berbentuk bola, tetapi persamaan tersebut dapat digunakan untuk *incompressible flow* yang melewati bodi dengan bentuk apapun. Panjang

karakteristik pada persamaan bilangan *Reynolds* bergantung pada bentuk bodi yang digunakan.








Koefisien *drag* (C_D) merupakan bilangan tak berdimensi yang nilainya diperoleh dari hasil eksperimen. Koefisien *drag* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \dots\dots\dots (2.12)$$

dimana :

- F_D : gaya *drag* (N)
- ρ : densitas fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran fluida (m/s)
- A : luas proyeksi benda yang terkena aliran fluida (m^2)
- C_D : Koefisien *drag* yang nilainya bergantung pada bentuk geometri suatu benda

Tabel 2.1 Data Nilai Coefficient Of Drag (C_D) untuk Beberapa Bentuk Benda pada $Re > 10^3$ (Pritchard et al,2010)

Object	Diagram	$C_D (Re \approx 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ 2.05
		$b/h = 1$ 1.05
Disk		1.17
Ring		1.20 ^b
Hemisphere (open end facing flow)		1.42
Hemisphere (open end facing downstream)		0.38
C-section (open side facing flow)		2.30
C-section (open side facing downstream)		1.20

^aData from Hoerner [16].

^bBased on ring area.

Pada penelitian ini turbin angin Savonius tersusun dari dua sudu setengah silinder yaitu *returning blade* dan *advancing blade*.

Nilai *coefficient of drag* dari kedua sudu dapat ditentukan dengan menggunakan Tabel 2.1. Nilai *coefficient of drag* pada *advancing blade* yang membentuk *C-section* dengan sisi terbuka menghadap arah aliran sebesar 2,30 dan *returning blade* yang membentuk *C-section* dengan sisi terbuka melawan arah aliran sebesar 1,20.

2.7 Perhitungan Torsi

Torsi merupakan ukuran kuantitatif dari kecenderungan sebuah gaya untuk menyebabkan atau mengubah gerak rotasi dari suatu benda. Pada turbin, besar torsi bergantung pada kecepatan angin dan sudu turbin sehingga dapat dirumuskan seperti berikut :

$$T = F_D \times R \dots\dots\dots(2.13)$$

Berdasarkan persamaan 2.12 dan 2.13 maka diperoleh perumusan torsi seperti berikut ini :

$$T = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R \dots\dots\dots(2.14)$$

dimana :

T	: torsi yang dihasilkan putaran poros (N.m)
F_D	: gaya <i>drag</i> (N)
R	: jari – jari turbin (m)
ρ	: massa jenis udara (kg/m^3)
U	: kecepatan aliran udara (m/s)
A	: luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m^2)
C_D	: Koefisien <i>drag</i> yang nilainya bergantung pada bentuk geometri suatu benda

2.8 Perhitungan Daya

Turbin angin dapat disebut sebagai Sistem Konversi Energi Angin (SKEA). Prinsip kerja dari turbin angin adalah mengkonversi energi kinetik dari angin menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin, kemudian energi mekanik dikonversikan menjadi daya turbin yang dapat digunakan untuk membangkitkan energi listrik. Energi mekanik yang dikonversikan menjadi daya turbin merupakan indikator performa dari turbin angin Savonius.

2.8.1 Perhitungan Daya Teoritis Turbin

Besarnya laju energi angin yang dapat dikonversikan menjadi energi mekanik oleh turbin angin secara teoritis dipengaruhi oleh energi kinetik yang dihasilkan oleh udara serta laju aliran massa dari udara. Besarnya energi kinetik yang dimiliki oleh udara yaitu :

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \dots\dots\dots (2.15)$$

Massa udara yang bergerak dalam satuan waktu dengan kerapatan ρ , yaitu :

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{m}{t} \\ \dot{m} &= \rho \cdot U \cdot A \dots\dots\dots (2.16) \end{aligned}$$

Daya yang dihasilkan oleh angin merupakan besarnya energi kinetik yang dibawa terhadap waktu. Sehingga daya yang dihasilkan oleh angin yaitu :

$$P_w = \frac{E_K}{t} \dots\dots\dots (2.17)$$

maka,

$$\begin{aligned} P_w &= \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot U^2 \\ P_w &= \frac{1}{2} (\rho \cdot U \cdot A) U^2 \\ P_w &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \dots\dots\dots (2.18) \end{aligned}$$

Nilai A merupakan luas penampang aliran fluida yang menabrak turbin. Dalam penelitian ini luasan permukaan turbin angin Savonius yang ditumbuk oleh angin yaitu :

$$A = (2D - b) \cdot H \dots\dots\dots (2.19)$$

dimana :

- P_w : daya kinetis angin (Watt)
- E_k : energi kinetik (Joule)
- t : waktu (s)
- \dot{m} : *mass flow rate* (kg/s)
- ρ : massa jenis udara (kg/m³)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)

A : luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m^2)

Besar daya di atas adalah daya yang dimiliki oleh angin sebelum dikonversi atau sebelum melewati turbin angin. Daya tersebut tidak semuanya dapat dikonversi menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin.

2.8.2 Perhitungan Daya Aktual Turbin

Tidak semua daya angin dapat dikonversikan menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin. Oleh karena itu, daya aktual turbin (P_T) dihitung berdasarkan torsi dinamis dan putaran turbin yang diukur dengan menggunakan *brake dynamometer*. Hasil pengukuran yang terbaca dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

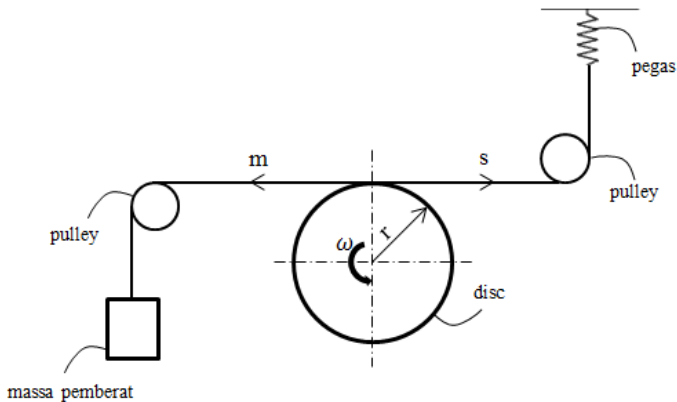
$$P_T = \tau \cdot \omega \dots\dots\dots(2.20)$$

dimana :

P_T : daya aktual pada turbin (Watt)

τ : torsi dinamis turbin yang diukur dengan *brake dynamometer* (N-m)

ω : putaran dari turbin angin Savonius (rad/detik)



Gambar 2.7 FBD Brake Dynamometer

Pada *brake dynamometer* tidak dapat menunjukkan nilai torsi dinamis secara langsung. Pengukuran yang dilakukan pada *brake dynamometer* adalah pengukuran massa pemberat dan massa yang terbaca pada pegas. Kemudian nilai torsi dinamis dihitung berdasarkan gaya-gaya yang bekerja pada *brake dynamometer* seperti pada gambar 2.7.

Berdasarkan gambar 2.7, nilai torsi dinamis dari turbin angin Savonius dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$\tau = \{(s - m)g\} \times r \dots\dots\dots (2.21)$$

dimana :

s : massa yang terbaca pada pegas (kg)

m : massa beban (kg)

g : gravitasi (m/s^2)

r : jari-jari silinder yang menerima beban (m)

Besarnya kecepatan putaran turbin angin Savonius diperoleh dengan rumus sebagai berikut :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots (2.22)$$

dimana :

n : kecepatan putar poros turbin angin Savonius
(rpm)

Sehingga dengan menggunakan persamaan 2.21 dan 2.22, maka persamaan 2.20 menjadi :

$$P_T = \{(s - m)g\} \cdot r \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots (2.23)$$

2.9 Coefficient of Power (CoP)

Coefficient of Power merupakan perbandingan antara daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin angin terhadap daya kinetik dari angin yang digunakan. Besarnya nilai CoP menunjukkan performa yang dimiliki oleh turbin angin. CoP dihubungkan dengan efisiensi turbin, semakin tinggi nilai CoP maka efisiensi yang semakin baik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) dapat diperoleh dengan rumus sebagai berikut :

$$CoP = \frac{P_T}{P_W} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dengan menggunakan persamaan 2.18 dan 2.23 maka persamaan 2.24 menjadi :

$$CoP = \frac{\{(s-m)g\}.r.\frac{2\pi n}{60}}{\frac{1}{2}.\rho.A.U^3}$$

$$CoP = \frac{\{(s-m)g\}.r.\pi.n}{15.\rho.A.U^3} \dots\dots\dots(2.25)$$

dimana :

P_T : daya aktual pada turbin (Watt)
 P_w : daya kinetis angin (Watt)

2.10 Coefficient of Moment (Cm)

Coefficient of Moment merupakan rasio torsi dinamis dari turbin angin Savonius dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin pada turbin angin Savonius terhadap parameter geometri turbin angin Savonius. Nilai dari *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* dapat dihubungkan sebagai fungsi *Tip Speed Ratio*, sehingga diperoleh persamaan berikut :

$$\frac{CoP}{Cm} = \lambda = \frac{\omega.R}{U} \dots\dots\dots(2.26)$$

Sehingga *Coefficient of Moment* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Cm = \frac{\tau}{1/2.\rho.A.R.U^2} \dots\dots\dots(2.27)$$

dimana :

λ : *tip speed ratio*
 τ : torsi dinamis turbin yang diukur dengan *brake dynamometer* (N-m)
 ρ : massa jenis udara (kg/m³)
 U : kecepatan aliran udara (m/s)
 A : luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m²)
 R : jari – jari turbin (m)

2.11 Tip Speed Ratio

Tip Speed Ratio adalah faktor tak berdimensi yang penting dalam perancangan turbin angin. *Tip Speed Ratio*

merupakan rasio antara kecepatan putar di ujung sudu turbin angin terhadap kecepatan angin. *Tip Speed Ratio* dilambangkan dengan λ dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\text{kecepatan putar ujung sudu}}{\text{kecepatan angin}}$$

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} \dots\dots\dots (2.28)$$

dimana :

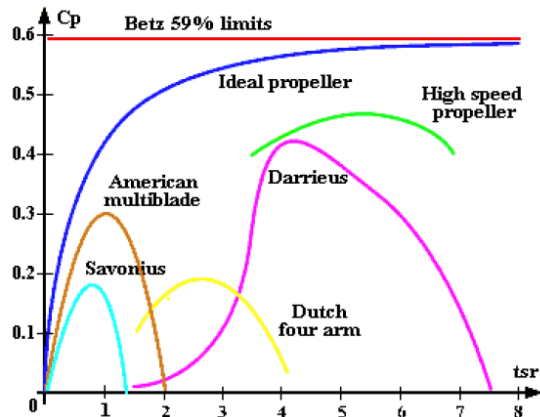
- λ : *tip speed ratio*
- ω : kecepatan sudut turbin (rad/s)
- R : jari-jari turbin (m)
- U : kecepatan angin (m/s)

Jika rotor turbin angin berputar terlalu lambat, sebagian besar angin akan melawati celah antara sudu-sudunya, hal ini mengakibatkan daya yang dihasilkan nilainya kecil. Namun, jika rotor berputar terlalu cepat, sudu turbin seolah-olah akan terlihat seperti dinding solid terhadap angin dan dapat mengakibatkan turbulensi saat sudu berputar. Oleh karena itu, turbin angin didesain dengan *Tip Speed Ratio* optimum untuk mendapatkan daya dari angin sebanyak mungkin.

Tip Speed Ratio optimum bergantung pada jumlah sudu turbin angin. Semakin sedikit jumlah sudu, maka semakin cepat rotor turbin angin berputar untuk menghasilkan daya maksimum dari angin. Turbin angin dengan dua sudu memiliki nilai *Tip Speed Ratio* sekitar 6, tiga sudu memiliki nilai *Tip Speed Ratio* sekitar 5, dan empat sudu memiliki nilai *Tip Speed Ratio* sekitar 3.

Berdasarkan gambar 2.8 dibawah dapat dilihat bahwa semakin besar nilai *Tip Speed Ratio*, maka nilai *Coefficient of Power* akan meningkat hingga titik optimumnya, kemudian nilai *Coefficient of Power* akan menurun dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio*. Menurut aturan Betz, *Coefficient of Power* maksimum yang dapat dihasilkan oleh turbin angin adalah 0,593. Setiap turbin memiliki titik kerja awal yang berbeda. Jika titik kerja awal suatu turbin terletak pada nilai *Tip Speed Ratio* yang

rendah, artinya turbin tersebut dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah.



Gambar 2.8 Grafik hubungan antara Coefficient of Power dengan Tip Speed Ratio berbagai jenis turbin angin (Al-Shemmeri, 2010)

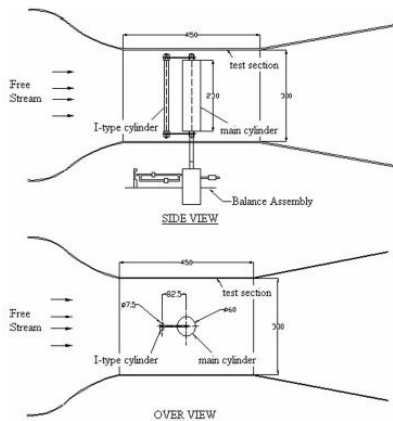
2.12 Penelitian Terdahulu

Dalam melakukan penelitian ini, dibutuhkan studi referensi dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan dan menunjang penelitian yang akan dilakukan mengenai optimalisasi performa turbin angin Savonius. Berikut beberapa penelitian tersebut akan dijabarkan antara lain:

2.12.1 Penelitian Pengurangan Gaya *Drag* pada Silinder Sirkular dengan Menggunakan Silinder Pengganggu Tipe I

Penelitian yang bertujuan untuk mengurangi gaya *drag* pada silinder sirkular dengan menggunakan silinder pengganggu tipe I sebagai kontrol pasif oleh **Triyogi et al (2009)**. Silinder pengganggu tipe I berfungsi untuk mempengaruhi distribusi tekanan pada silinder utama dengan *shear layer*. Penggunaan silinder pengganggu tipe I dimaksudkan untuk mempersempit daerah *wake* sehingga mengubah titik separasi dan mengurangi

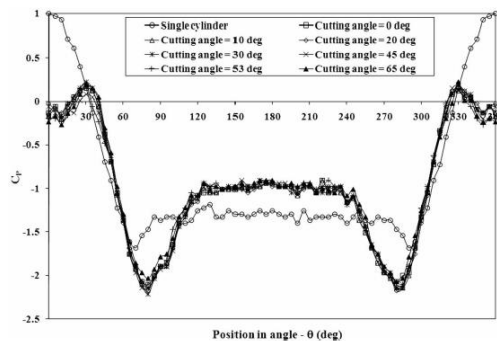
gaya *drag* pada silinder sirkular utama. Pada penelitian ini digunakan silinder utama berdiameter (d) 60 mm dan tujuh potongan *bluff body* dari silinder sirkular pengganggu yang berdiameter (d_s) 7,5 mm dengan sudut potong (θ_s) yaitu 0° , 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65° . Silinder pengganggu diletakkan dengan posisi permukaan potong tegak lurus terhadap arah aliran seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9. Rasio jarak antara kedua pusat silinder (S/d) yaitu 1,375. Penelitian ini dilakukan pada *wind tunnel subsonic* dengan rangkaian terbuka dengan kecepatan angin konstan yaitu 14 m/s pada *Reynolds Number* (Re) sebesar $5,3 \times 10^4$.



Gambar 2.9 Skema eksperimen dua silinder pada wind tunnel (Triyogi et al, 2009)

Hasil dari penelitian ini diperoleh distribusi koefisien tekanan (C_p) silinder sirkular pada $Re = 5,3 \times 10^4$ untuk tujuh silinder pengganggu dengan sudut potong berbeda ($\theta_s = 0^\circ$, 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65°) menunjukkan bahwa distribusi C_p adalah simetris untuk semua silinder pengganggu seperti ditunjukkan pada gambar 2.10. Nilai C_p pada bagian depan mendekati nol atau bernilai negatif, hal ini disebabkan terbentuknya *quasi-static vortex* diantara silinder pengganggu tipe-I dan silinder utama, dan nilai C_p maksimum adalah 0,1-0,2

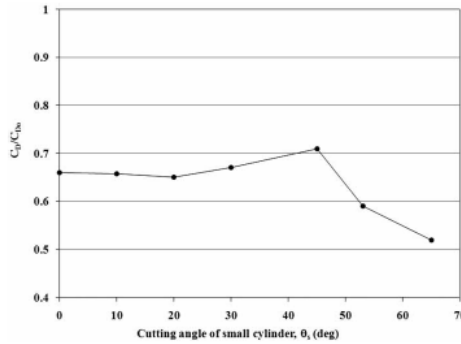
pada *reattachment region* dimana *shear layer* terseparasi dari silinder pengganggu. Posisi *reattachment region* terletak pada $\theta = 30^\circ$ (bagian atas) dan 330° (bagian bawah). Pada sudut potong $\theta_s = 53^\circ$, nilai $C_p = -2,14$ merupakan nilai terkecil dan terletak pada posisi $\theta = 80^\circ$ (bagian atas) dan 280° (bagian bawah). Peletakkan silinder pengganggu tipe-I ($\theta_s = 0^\circ-65^\circ$) di depan silinder sirkular utama berfungsi untuk memperlambat terjadinya separasi pada bagian atas dan bawah silinder sirkular. Silinder pengganggu tipe-I ($\theta_s = 0^\circ-65^\circ$) mempercepat transisi *boundary layer* dari laminar ke turbulen.



Gambar 2.10 Distribusi koefisien tekanan pada silinder sirkular dengan variasi sudut potong pada $Re = 5.3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)

Pada gambar 2.11 menunjukkan pengaruh variasi sudut potong pada silinder pengganggu (θ_s) terhadap rasio koefisien *drag* dengan dan tanpa silinder pengganggu (C_D/C_{D0}) pada $Re = 5,33 \times 10^4$. Hasil menunjukkan bahwa koefisien *drag* silinder sirkular dengan silinder pengganggu (C_D) bernilai lebih rendah daripada tanpa silinder pengganggu (C_{D0}) atau $C_D/C_{D0} < 1$. Nilai koefisien *drag* semakin menurun seiring dengan bertambahnya sudut potong (θ_s), kecuali pada $\theta_s = 30^\circ$ dan 45° , hal ini berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu di depan silinder sirkular utama lebih efektif untuk mengurangi gaya *drag* dibandingkan dengan tanpa silinder pengganggu. Silinder pengganggu dengan

sudut potong (θ_s) sebesar 45° kurang efektif dalam mengurangi koefisien *drag* dibandingkan dengan $\theta_s = 0^\circ$ atau $\theta_s = 65^\circ$. Silinder pengganggu dengan sudut potong (θ_s) = 65° mampu mengurangi gaya *drag* lebih banyak dibandingkan $\theta_s = 0^\circ$ dengan perbedaan C_D sebesar 14%.



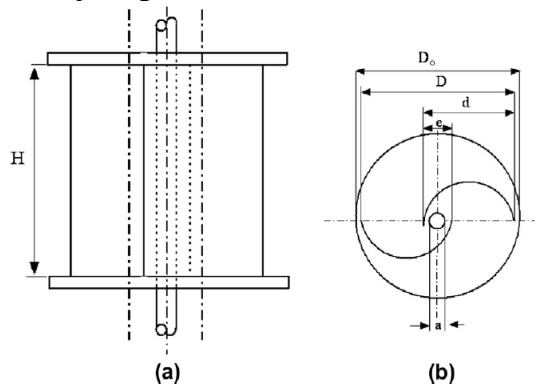
Gambar 2.11 Variasi sudut potong silinder pengganggu terhadap rasio koefisien drag (C_D/C_{D0}) pada $Re = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa peletakkan *bluff bodies* atau silinder pengganggu tipe-I di depan silinder sirkular efektif mengurangi gaya *drag* pada silinder sirkular. Silinder pengganggu tipe-I dengan sudut potong (θ_s) sebesar 65° mampu mereduksi gaya *drag* lebih besar diantara yang lain sebesar 0,52 kali dari silinder sirkular tanpa pengganggu.

2.12.2 Studi Eksperimen untuk Meningkatkan Performa Turbin Angin Savonius

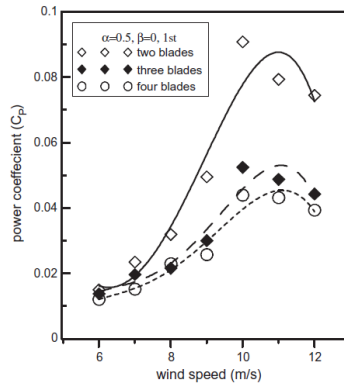
Studi eksperimen yang bertujuan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius ini dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)** dengan menggunakan pengaruh variasi parameter geometri dari turbin angin Savonius seperti jumlah *blade*, jumlah *stage*, *overlap ratio*, *aspect ratio*, dan keberadaan *end plate*. Perbedaan parameter geometri turbin terletak pada jumlah *blade* dengan dua *blade* (2b), tiga *blade* (3b), dan empat *blade* (4b);

jumlah *stage* turbin dengan satu *stage* dan dua *stage*; *overlap ratio* (β) sebesar 0; 0,2; 0,25; 0,3; dan 0,35, dan *aspect ratio* sebesar 0,5, 1, 2, 4 dan 5 dengan ada dan tidak adanya *end plate* pada turbin angin Savonius. Material sudu yang digunakan terbuat dari PVC dengan besar diameter yang berbeda yaitu 0,3, 0,2, 0,1 dan 0,08 m. *End plate* terbuat dari plat kayu dengan tebal 2,5 mm. Ukuran diameter *end plate* lebih besar 10% dari diameter turbin. Diameter poros turbin sebesar 14 mm dengan panjang 62 cm. Skema desain turbin angin Savonius pada studi eksperimen ini dapat dilihat pada gambar 2.12.

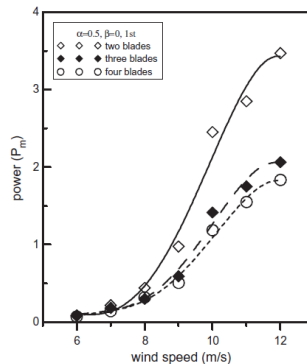


Gambar 2.12 Skema turbin angin Savonius
(Mahmoud et al, 2010)

Dari studi eksperimen ini diperoleh pengaruh jumlah *blade* terhadap performa turbin angin Savonius. Dari hubungan antara *Coefficient of Power* dan kecepatan angin pada turbin angin Savonius seperti pada gambar 2.13, diperoleh bahwa nilai *Coefficient of Power* turbin dengan dua *blade* lebih tinggi daripada turbin dengan tiga atau empat *blade*. Jumlah *blade* pada turbin angin Savonius juga berpengaruh terhadap daya aktual turbin dapat dilihat pada gambar 2.14.

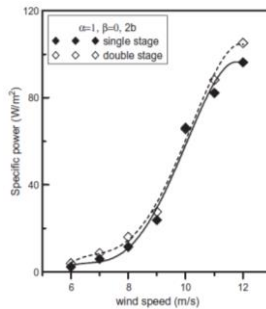


Gambar 2.13 Pengaruh jumlah blade terhadap coefficient of power turbin (Mahmoud et al, 2010)



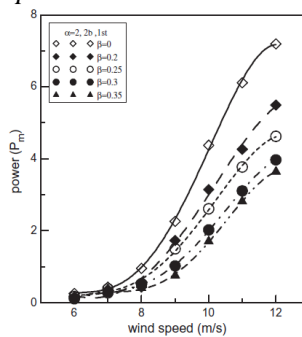
Gambar 2.14 Pengaruh jumlah blade terhadap daya aktual turbin (Mahmoud et al, 2010)

Jumlah *stage* turbin juga berpengaruh terhadap performa turbin angin Savonius. Pada studi eksperimental ini jumlah *stage* yang digunakan yaitu satu *stage* dan dua *stage*. Hasilnya diperoleh bahwa nilai *power specific* turbin dengan dua *stage* lebih tinggi daripada satu *stage*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.15.



Gambar 2.15 Pengaruh jumlah stage turbin terhadap specific power (Mahmoud et al, 2010)

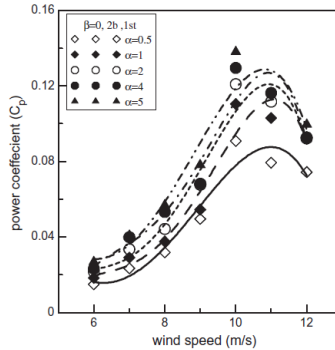
Pada studi eksperimen ini diperoleh bahwa *overlap ratio* juga berpengaruh terhadap performa turbin angin Savonius. *Overlap ratio* divariasikan dari nilai 0 hingga 0,35 yang berpengaruh pada nilai daya aktual turbin terhadap kecepatan angin seperti pada gambar 2.16. Hasil yang didapatkan bahwa nilai daya aktual pada turbin tanpa *overlap* lebih tinggi daripada turbin dengan *overlap*.



Gambar 2.16 Pengaruh overlap ratio terhadap daya aktual turbin (Mahmoud et al, 2010)

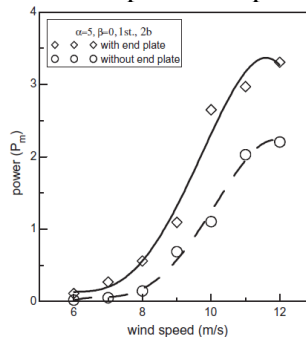
Studi eksperimen ini juga mempelajari pengaruh *aspect ratio* terhadap performa turbin angin Savonius. Nilai variasi *aspect ratio* yang digunakan mulai dari 0,5 hingga 5 yang

berpengaruh pada nilai *Coefficient of Power* terhadap kecepatan angin. Hasil yang diperoleh yaitu nilai *Coefficient of Power* semakin naik dengan kenaikan nilai *aspect ratio* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 Pengaruh aspect ratio terhadap coefficient of power (Mahmoud et al, 2010)

Keberadaan *end plates* pada turbin juga berpengaruh pada performa turbin angin Savonius. Hasil dari studi eksperimen menunjukkan bahwa turbin dengan *end plates* memiliki daya aktual turbin yang lebih tinggi daripada turbin tanpa *end plate*. Grafik pengaruh adanya *end plates* pada turbin angin Savonius terhadap daya aktual turbin dapat dilihat pada gambar 2.18.

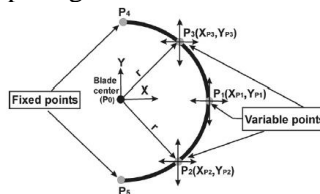


Gambar 2.18 Pengaruh end plates terhadap daya aktual turbin (Mahmoud et al, 2010)

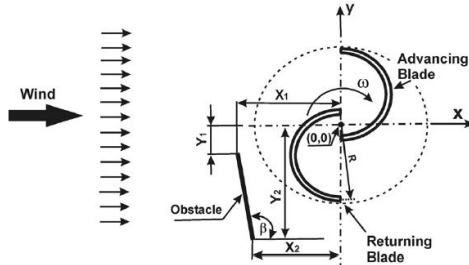
Hasil dari penelitian ini didapatkan bahwa jumlah *blade* turbin angin Savonius dengan dua *blade* lebih efisien daripada tiga atau empat *blade*. Turbin dengan dua *stage* memiliki *specific power* yang lebih besar daripada satu *stage*, sehingga performa turbin dengan dua *stage* lebih optimum. Pengoperasian turbin angin Savonius tanpa *overlap ratio* lebih baik dibandingkan dengan turbin dengan *overlap ratio*. *Coefficient of power* dari turbin akan meningkat dengan kenaikan *aspect ratio* (α). Penggunaan *end plate* pada turbin akan memberikan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan turbin tanpa menggunakan *end plate*.

2.12.3 Optimalisasi Performa Turbin Angin Savonius dengan Cara Modifikasi Bentuk Sudu Turbin dan Penggunaan *Shielding Obstacle* di Depan *Returning Blade*

Penelitian yang bertujuan untuk meningkatkan performa turbin Savonius dengan cara memodifikasi bentuk sudu turbin dan penggunaan *shielding obstacle* di depan *returning blade* dilakukan oleh **Mohamed et al (2010)**. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *software Computational Fluid Dynamics* (CFD). Optimalisasi pada penelitian ini dilakukan dengan cara memodifikasi bentuk sudu turbin yang dilakukan dengan mengubah posisi titik X_{P1} , Y_{P1} , X_{P2} , Y_{P2} , X_{P3} , Y_{P3} dengan titik P_4 dan P_5 yang tetap seperti gambar 2.19. Penempatan *shielding obstacle* diletakkan pada posisi optimum yaitu $X_1/R = -1.2383$, $Y_1/R = -0.4539$, $X_2/R = -1.0999$ dan $Y_2/R = -1.1770$, dengan sudut $\beta = 100.8^\circ$ seperti gambar 2.20.

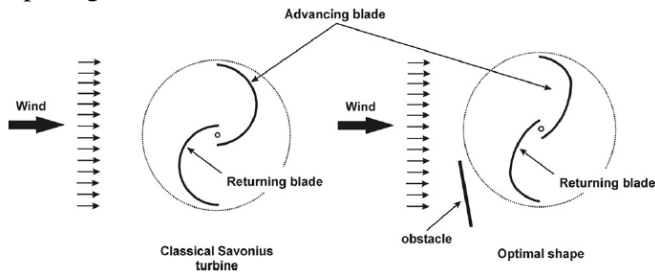


Gambar 2.19 Skema modifikasi bentuk sudu turbin angin Savonius (**Mohamed et al,2010**)

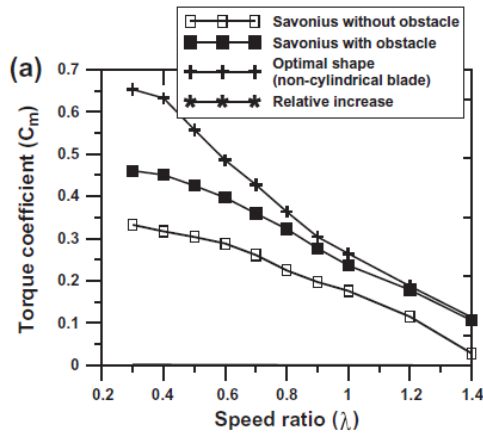


Gambar 2.20 Skema geometri turbin angin Savonius dengan obstacle plate pada posisi optimum (Mohamed et al,2010)

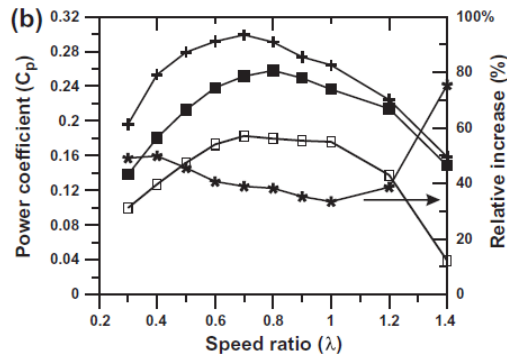
Setelah memodifikasi bentuk sudu turbin dan diperoleh bentuk sudu yang optimal, kemudian simulasi dilakukan untuk membandingkan performa sudu turbin angin Savonius pada umumnya dengan turbin angin Savonius yang sudunya sudah dimodifikasi dan diberi *shielding obstacle* di depan *returning blade* seperti gambar 2.21. Simulasi dilakukan dengan variasi *velocity coefficient* atau *speed ratio* (λ). Dari simulasi diperoleh data berupa nilai *torque coefficient* (C_m), *power coefficient* (CoP), dan *static torque coefficient* (C_{ms}). Pengaruh dari *velocity coefficient* atau *speed ratio* (λ) terhadap nilai C_m dan CoP dapat dilihat pada gambar 2.22 dan 2.23. Pada grafik dapat dilihat bahwa kenaikan nilai C_m dan CoP lebih tinggi untuk nilai λ yang lebih rendah. Pengaruh nilai C_{ms} terhadap sudut rotor (θ) dapat dilihat pada gambar 2.24.



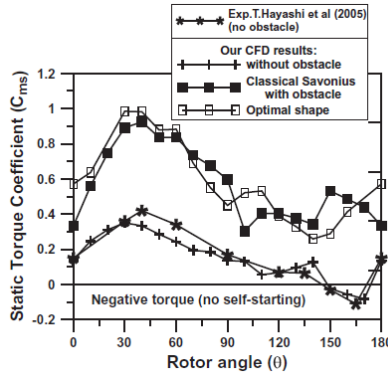
Gambar 2.21 Optimalisasi bentuk sudu turbin angin Savonius (Mohamed et al,2010)



Gambar 2.22 Grafik perbandingan torque coefficient (C_m) terhadap speed ratio (λ) (Mohamed et al,2010)



Gambar 2.23 Grafik perbandingan power coefficient (C_p) terhadap speed ratio (λ) (Mohamed et al,2010)



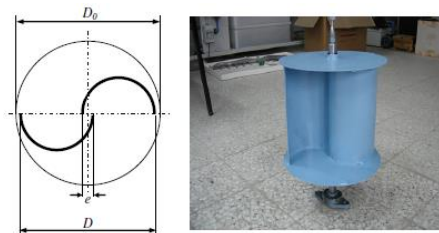
Gambar 2.24 Grafik perbandingan static torque coefficient (C_{ms}) terhadap sudut rotor (θ) (Mohamed et al,2010)

Hasil dari simulasi CFD yang telah dilakukan pada penelitian ini didapatkan bahwa nilai *torque coefficient* (C_m), *power coefficient* (CoP), dan *static torque coefficient* (C_{ms}) turbin angin Savonius dengan sudu yang sudah dimodifikasi dan diberi *shielding obstacle* di depan *returning blade* memiliki performa yang mengalami peningkatan dibandingkan bentuk sudu turbin angin Savonius pada umumnya tanpa diberi *shielding obstacle*. Oleh karena itu, turbin angin Savonius dengan sudu yang telah dimodifikasi dan memiliki nilai *power coefficient* dan *static torque coefficient* yang tinggi menunjukkan bahwa efisiensi turbin lebih tinggi dengan kemampuan *self-starting* yang lebih baik. Turbin angin Savonius yang sudunya sudah dimodifikasi dan diberi *shielding obstacle* memiliki kenaikan relatif *power output coefficient* sebesar 38,9% pada $\lambda = 0,7$ dan 75,4% pada $\lambda = 1,4$ dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional yang tidak diberi *shielding obstacle*.

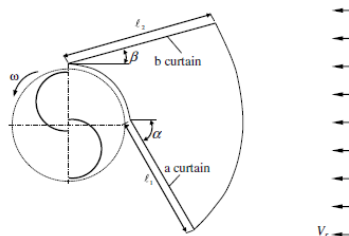
2.12.4 Studi Eksperimen untuk Meningkatkan Performa Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu

Studi eksperimen yang dilakukan Altan et al (2008) mengenai peningkatan performa dan efisiensi turbin angin

Savonius dengan pemberian plat pengganggu tanpa mengubah struktur dasar dari turbin angin Savonius. Pada penelitian digunakan dua buah plat pengganggu, yaitu plat pengarah di depan *advancing blade* dan plat pengganggu di depan *returning blade* yang berfungsi mendefleksikan angin. Plat pengganggu berfungsi untuk mencegah torsi negatif pada *returning blade* sehingga meningkatkan performa dari turbin. Turbin angin Savonius yang digunakan pada penelitian ini memiliki ukuran diameter (D) dan tinggi rotor sebesar 32 cm, rasio e/d sebesar 0,15 dengan *gap distance* (e) sebesar 2,6 cm. Tebal sudu turbin angin Savonius sebesar 2 mm. Turbin angin Savonius dilengkapi dengan dua buah *end plate* dengan tebal 4 mm dan ukuran diameter (D_0) sebesar 35,2 cm seperti pada gambar 2.25. Terdapat empat variabel pada dua buah plat yaitu panjang plat (l_1 dan l_2) dan sudut plat (α dan β) yang disusun seperti pada gambar 2.26.



Gambar 2.25 Geometri penelitian turbin angin Savonius
(Altan et al, 2008)



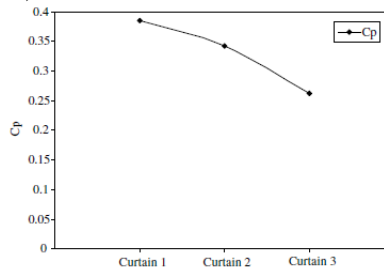
Gambar 2.26 Skema turbin angin Savonius dengan pengganggu
(Altan et al, 2008)

Pada studi eksperimen ini sudut α dan β divariasikan mulai dari nilai sudut α sebesar 30° hingga 60° dan sudut β sebesar 0° hingga 30° dengan kenaikan 5° . Studi eksperimen ini dilakukan pada kecepatan angin 7 m/s dengan nilai $Re = 1,5 \times 10^5$. Terdapat tiga macam variasi panjang kedua plat pengganggu di l_1 dan l_2 seperti yang ditunjukkan pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Variasi Panjang Plat Pengganggu dan Pengarah
(Altan et al, 2008)

Type of curtain arrangement	Distance ℓ_1 (cm)	Distance ℓ_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

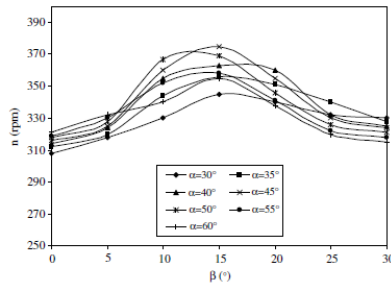
Dari studi eksperimen ini diperoleh nilai *Coefficient of Power* (CoP) dari tiga variasi panjang kedua plat (l_1 dan l_2) seperti pada gambar 2.27. Nilai CoP pada *curtain 1* sebesar 0,38533, pada *curtain 2* sebesar 0,34154, dan pada *curtain 3* sebesar 0,26273. Sehingga didapatkan nilai maksimum *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius menggunakan *curtain 1* ($l_1 = 45$ cm dan $l_2 = 52$ cm).



Gambar 2.27 Grafik pengaruh penambahan plat pengganggu terhadap nilai Coefficient of Power (Altan et al, 2008)

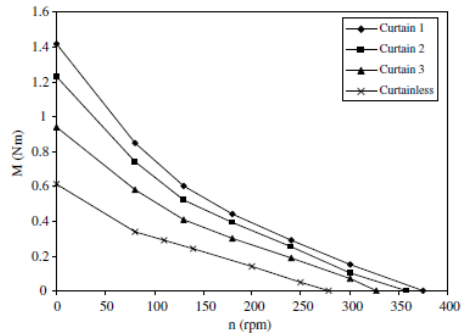
Pengaruh dari sudut plat (α dan β) dilakukan pada pengganggu 1 karena nilai *coefficient of power* bernilai maksimum. Variasi kenaikan nilai sudut α mulai 30° hingga 60°

dengan kenaikan 5° karena pada awal eksperimen nilai torsi negatif meningkat ketika aliran fluida menumbuk *returning blade* pada nilai $\alpha < 30^\circ$ dan kecepatan rotasi (n) yang diperoleh nilainya cenderung lebih kecil sebagaimana separasi aliran meningkat pada nilai $\alpha > 60^\circ$. Pada eksperimen ini, apabila nilai sudut $\beta < 15^\circ$ maka tidak cukup aliran yang menumbuk *advancing blade* dan pada nilai sudut $\beta > 15^\circ$ maka besar kecepatan rotasi (n) yang telah diukur bernilai rendah. Dari eksperimen diperoleh nilai sudut plat (α dan β) maksimum pada α sebesar 45° dan β sebesar 15° seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.28.



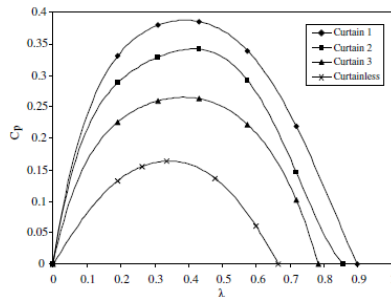
Gambar 2.28 Grafik pengaruh kecepatan rotasi terhadap sudut plat (α dan β) pengganggu 1 (Altan et al, 2008)

Penambahan plat pengganggu dan pengarah juga berpengaruh terhadap nilai torsi yang dihasilkan oleh rotor turbin angin Savonius. Pengaruh nilai torsi yang dihasilkan terhadap kecepatan rotasi dan penambahan plat pengganggu dapat dilihat pada gambar 2.29.



Gambar 2.29 Grafik pengaruh torsi yang dihasilkan terhadap kecepatan rotasi (Altan et al, 2008)

Penambahan plat pengganggu pada turbin angin Savonius juga berpengaruh pada nilai *Coefficient of Power* terhadap *tip speed ratio*. Grafik pengaruh penambahan plat pengganggu pada nilai *Coefficient of Power* terhadap *tip speed ratio* dapat dilihat pada gambar 2.30.



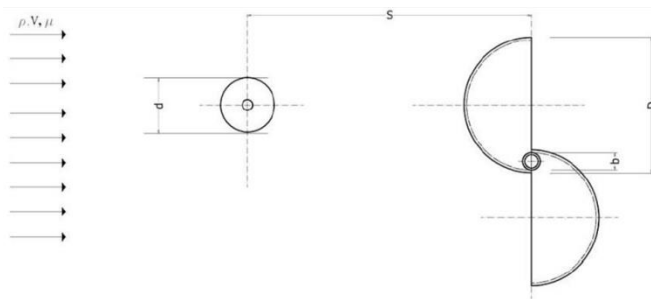
Gambar 2.30 Grafik pengaruh Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio (Altan et al, 2008)

Dari studi eksperimen ini dapat disimpulkan bahwa nilai optimum sudut plat pengganggu yaitu pada α sebesar 45° dan β sebesar 15° . Nilai tertinggi *coefficient of power* (CoP) terdapat pada plat tipe satu dengan panjang plat pengganggu (l_1) sebesar 45 mm dan panjang plat pengarah (l_2) sebesar 52 cm.

Penggunaan plat tipe satu pada turbin Savonius dapat meningkatkan *coefficient of power* sebesar 38%.

2.12.5 Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade

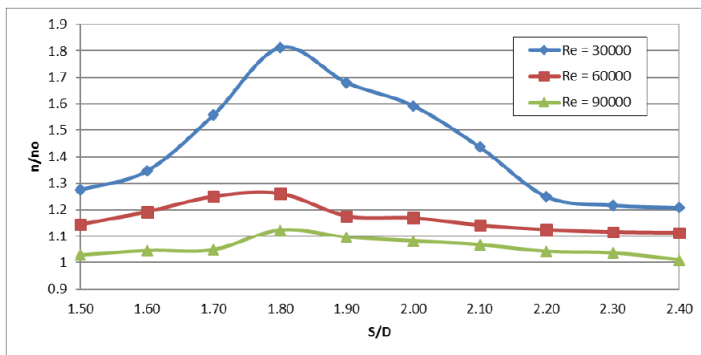
Pada studi eksperimen yang dilakukan oleh **Mangkunegoro, Satria Bayu (2017)** mengenai peningkatan performa turbin angin Savonius dengan penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Turbin angin Savonius yang digunakan dalam eksperimen ini memiliki diameter (D) sebesar 101,6 mm dan tinggi sudu yaitu 300 mm. Penghalang berupa silinder sirkular dengan diameter (d) 20,32 mm atau dengan nilai (d/D) sebesar 0,2. Variasi yang digunakan dalam eksperimen ini adalah jarak antara pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ dan *Reynolds Number* sebesar $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$, dan $9,0 \times 10^4$. Skema instalasi turbin angin Savonius ditunjukkan pada gambar 2.31.



Gambar 2.31 Skema instalasi penelitian (Mangkunegoro, 2017)

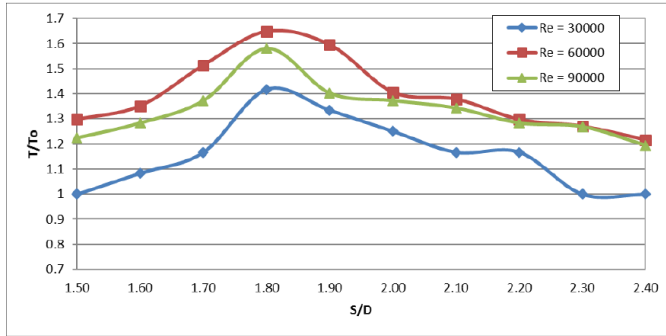
Dari studi eksperimen ini diperoleh peningkatan performa turbin angin Savonius yang ditandai dengan meningkatnya nilai torsi statis (T), kecepatan putar turbin (n), dan *coefficient of power* (CoP) dengan silinder pengganggu di depan *returning blade* dibandingkan tanpa penggunaan silinder pengganggu. Nilai

putaran terbesar turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu (n) didapatkan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ sebesar 573 rpm, sedangkan peningkatan terbesar putaran turbin akibat penggunaan silinder pengganggu dibandingkan dengan putaran standar turbin Savonius (n/n_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,8$ untuk $Re = 3,0 \times 10^4$ meningkat sebesar 1,8 kali lebih besar dibandingkan tanpa penggunaan silinder pengganggu seperti ditunjukkan gambar 2.32.



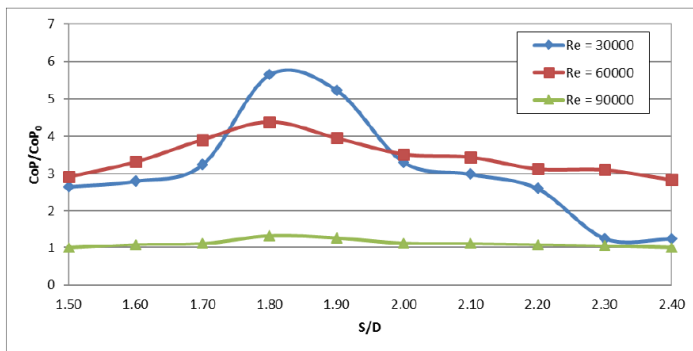
Gambar 2.32 Grafik fungsi n/n_0 terhadap variasi jarak S/D (Mangkunegoro, 2017)

Nilai torsi statis terbesar (T) yang dihasilkan turbin angin Savonius sebesar 7,1 N-cm yang diperoleh pada jarak S/D sebesar 1,8 dengan *Reynolds Number* sebesar $9,0 \times 10^4$, sedangkan peningkatan terbesar torsi statis turbin angin Savonius akibat adanya silinder pengganggu dibandingkan dengan torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ($T_{\text{statis}}/T_{\text{statis0}}$) sebesar 1,64 kali lebih besar yang diperoleh pada jarak S/D sebesar 1,8 dengan dengan *Reynolds Number* sebesar $6,0 \times 10^4$ seperti pada gambar 2.33.



Gambar 2.33 Grafik fungsi T_{stat}/T_{stat0} terhadap variasi jarak S/D (Mangkunegoro, 2017)

Untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP) terbesar yang dihasilkan turbin angin Savonius sebesar 15,21% pada jarak S/D sebesar 1,8 dengan *Reynolds Number* sebesar $6,0 \times 10^4$, sedangkan peningkatan terbesar *Coefficient of Power* turbin angin Savonius akibat adanya silinder pengganggu dibandingkan dengan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) meningkat sebesar 5,64 kali lebih besar pada jarak S/D sebesar 1,8 dengan *Reynolds Number* sebesar $3,0 \times 10^4$ seperti pada gambar 2.34.

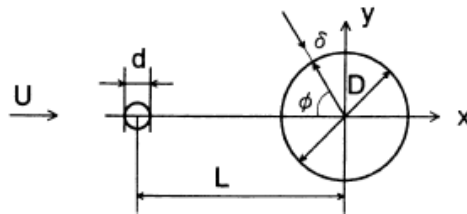


Gambar 2.34 Grafik fungsi CoP/CoP_0 terhadap variasi jarak S/D (Mangkunegoro, 2017)

Hasil dari penelitian ini diperoleh bahwa performa optimal turbin angin Savonius didapatkan pada jarak S/D terdekat yaitu 1,8 dan pada *Reynolds Number* sebesar $6,0 \times 10^4$. Sehingga performa turbin angin Savonius pada *Reynolds Number* $6,0 \times 10^4$ lebih tinggi dibandingkan dengan *Reynolds Number* $3,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$. Akan tetapi, pada studi eksperimen yang dilakukan oleh Mangkunegoro, Satria Bayu terdapat kekurangan yaitu tidak digunakan *honeycomb* untuk mengurangi efek *swirl* yang ditimbulkan oleh *axial fan*.

2.12.6 Penelitian Pengurangan Gaya Drag pada Silinder Sirkular

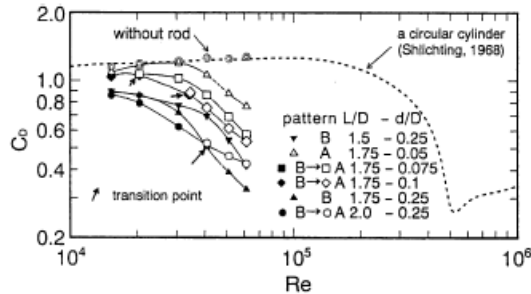
Penelitian yang dilakukan oleh Tsutsui dan Igarashi (2002) mengenai aliran fluida pada silinder sirkular yang diberi pengganggu berupa silinder disisi *upstream*. Pada penelitian ini memvariasikan diameter silinder pengganggu (d/D) pada rentan 1 hingga 10 mm, jarak antara kedua pusat silinder (L/D), dan bilangan *Reynolds* pada rentan $1,5 \times 10^4$ hingga $6,2 \times 10^4$. Skema percobaan penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.35.



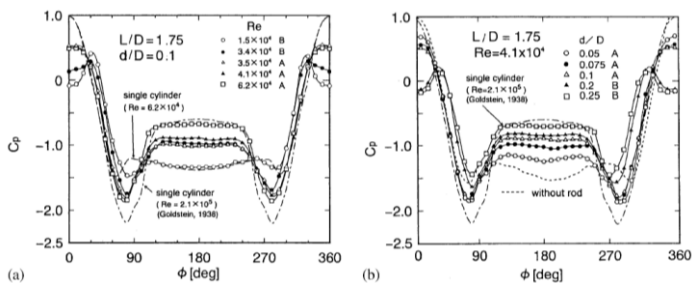
Gambar 2.35 Geometri benda uji (Tsutsui dan Igarashi,2002)

Geometri dari benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama (D) sebesar 40 mm dan diameter silinder pengganggu (d) pada rentan 1 hingga 10 mm. Pada penelitian ini divariasin jarak antara kedua pusat silinder yaitu pada rentan 50 hingga 120 mm. Dari penelitian ini diperoleh hasil penurunan harga koefisien *drag* (C_D) yang disebabkan oleh peningkatan bilangan *Reynolds*, peningkatan d/D , dan penurunan harga L/D . dengan peningkatan bilangan *Reynolds* diatas 3×10^4 , maka titik

separasi akan mundur kebelakang dan daerah *wake* akan menyempit sehingga koefisien *drag* menurun. Grafik hubungan bilangan *Reynolds* terhadap C_D terdapat pada gambar 2.36 yang mana semakin meningkatnya nilai bilangan *Reynolds* maka nilai koefisien *drag* akan menurun dengan dan tanpa silinder pengganggu.



Gambar 2.36 Grafik hubungan bilangan Reynolds terhadap koefisien drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



Gambar 2.37 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Pada gambar 2.37 (a) percobaan dilakukan dengan variasi bilangan *Reynolds* pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua pola aliran yaitu pola aliran A yaitu pola aliran dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu pola aliran tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder

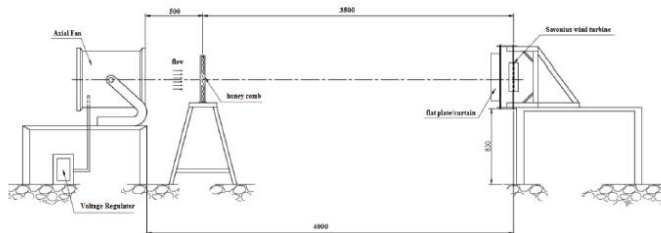
pengganggu. Pada grafik 2.37 (a) dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu menyebabkan penurunan nilai C_p pada bagian depan silinder sirkular utama. Pada pola aliran A, nilai C_p di bagian depan menurun menjadi 0,5 disebabkan kecepatan pada silinder sirkular utama mengalami penurunan. Pada pola aliran B, nilai C_p pada bagian depan silinder sirkular utama menjadi bernilai negatif karena terbentuknya *quasi-static vortex* diantara silinder pengganggu dan silinder sirkular utama, dan nilai C_p maksimum yaitu 0,2 – 0,5 terletak pada bagian *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari silinder pengganggu. Dapat disimpulkan dengan adanya penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan *Reynolds* yang semakin meningkat maka lebar daerah *wake* dibelakang silinder sirkular utama akan semakin menyempit.

Pada gambar 2.37 (b) percobaan dilakukan dengan variasi rasio diameter silinder pengganggu dengan silinder sirkular utama (d/D) yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka nilai C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka daerah *wake* dibelakang silinder sirkular utama akan semakin menyempit.

2.12.7 Pengaruh Lebar Plat Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius

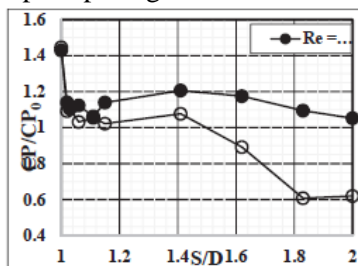
Studi eksperimen mengenai pengaruh plat pengganggu terhadap performa turbin angin Savonius dilakukan oleh **Triyogi et al (2018)**. Pada penelitian ini plat pengganggu diletakkan didepan *returning blade* dengan diameter sudu turbin (D) = 102 mm dan tinggi (H) = 300 mm, dengan *overlap* (b) = 16 mm. Plat pengganggu terbuat dari PVC dengan tebal = 3 mm dan tinggi = 300 mm. Variasi lebar plat pengganggu (S) = 102 mm, 104 mm, 105 mm, 108 mm, 113 mm, 117 mm, 144 mm, 165 mm, 186 mm,

dan 203 mm. Variasi perbandingan $S/D = 1,00; 1,02; 1,03; 1,06; 1,11; 1,15; 1,41; 1,62; 1,86$ dan $2,00$. Pada penelitian ini dilakukan variasi bilangan *Reynolds* yaitu 30000 dan 90000. Turbin angin Savonius dengan *axial fan* berjarak 4000 mm, dan jarak antara *axial fan* dengan *honeycomb* yaitu 500 mm seperti pada gambar 2.38.



Gambar 2.38 Skema penelitian (Triyogi et al,2018)

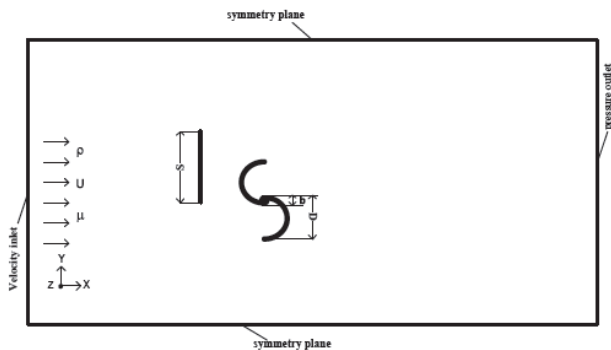
Hasil dari eksperimen ini diperoleh bahwa penempatan plat pengganggu di depan *returning blade* pada $Re = 30000$ sangat efektif untuk meningkatkan daya turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu, dibuktikan dengan $CP/CP_0 > 1$. Peletakkan plat pengganggu pada $Re = 90000$ dengan semakin meningkatnya $S/D > 1,41$ maka nilai CP/CP_0 mengalami penurunan. *Coefficient of Power* turbin dengan plat pengganggu pada $S/D = 1,83$ akan menurun hingga 60,7% dibandingkan tanpa plat pengganggu seperti pada gambar 2.39.



Gambar 2.39 Grafik CP/CP_0 untuk variasi S/D pada $Re = 30000$ dan 90000 (Triyogi et al, 2018)

Penelitian ini juga dilakukan analisis numerik oleh **Triyogi et al (2017)** menggunakan *software* STAR-CCM+ dengan memvariasikan lebar dari plat pengganggu terhadap diameter sudu turbin (S/D) = 1.00, 1.02, 1.03, 1.15, 1.41, dan 2.00 pada variasi bilangan *Reynolds* = 30000 dan 90000 berdasarkan panjang karakteristik ($d = 2D-b$).

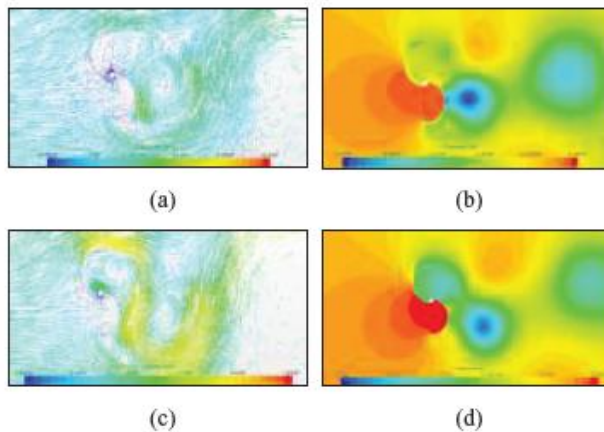
Pada penelitian ini digunakan $k-\epsilon$ *realizable turbulence model*. Pada penelitian ini rotor turbin dalam kondisi static atau tidak bergerak. *Boundary conditions* yang digunakan pada sisi *inlet* adalah *velocity inlet*, $U = 2,48$ m/s untuk $Re = 30000$ dan $U = 7,45$ m/s untuk $Re = 90000$. Pada sisi *outlet* adalah *pressure outlet* dan *symmetry plane* (*walls*) pada bagian atas dan bawah domain. Skema dari domain penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.40.



Gambar 2.40 Skema dari domain modelling
(Triyogi et al,2017)

Dari penelitian ini diperoleh hasil simulasi aliran disekitar rotor turbin angin Savonius tanpa adanya pengganggu berupa vector kecepatan dan kontur tekanan untuk $Re = 30000$ (gambar 2.41a dan 2.41b) dan $Re = 90000$ (gambar 2.41c dan 2.41d). Dari simulasi didapatkan perbedaan tekanan antara didepan dan dibelakang *returning blade*, dimana tekanan didepan *returning blade* lebih tinggi dibandingkan tekanan dibelakang *returning blade*.

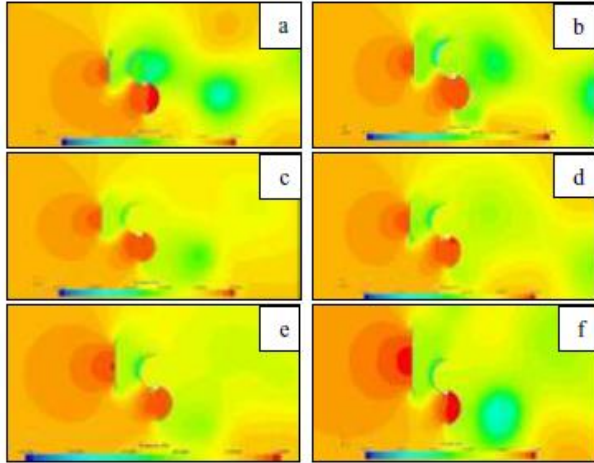
blade dan hal ini terjadi pada sisi *advancing blade*. *Pressure drag* pada *advancing blade* lebih tinggi dibandingkan *returning blade* sehingga torsi statis bernilai positif dan rotor turbin berputar berlawanan dengan arah jarum jam. Berdasarkan simulasi dapat dilihat tekanan di belakang *advancing blade* untuk $Re = 30000$ lebih rendah dibandingkan $Re = 90000$, sehingga torsi negatif pada $Re = 30000$ lebih tinggi dibandingkan $Re = 90000$.



Gambar 2.41 Aliran disekitar turbin angin Savonius tanpa pengganggu untuk $Re = 30000$; (a) vektor kecepatan, (b) kontur tekanan, dan $Re = 90000$; (c) vektor kecepatan, (d) kontur tekanan (Triyogi et al,2017)

Hasil simulasi untuk aliran disekitar turbin angin Savonius dengan plat pengganggu untuk setiap variasi S/D pada $Re = 90000$ dapat dilihat pada gambar 2.42. Fenomena yang terjadi pada $S/D = 2$ untuk $Re = 90000$ hampir sama seperti pada $Re = 30000$. Untuk $S/D = 2$, plat pengganggu yang diletakkan didepan *returning blade* diduga akan menurunkan performa turbin. Hal ini disebabkan dengan peletakkan $S/D = 2$ maka daerah di depan *returning blade* memiliki tekanan rendah lebih besar dibandingkan $S/D < 2$, sehingga aliran akan mengalir pada daerah tersebut dibandingkan berperan untuk mendorong

advancing blade untuk menghasilkan torsi positif. Sehingga peletakkan plat pengganggu $S/D = 2$ di depan *returning blade* pada $Re = 90000$ tidak efektif untuk meningkatkan performa turbin.

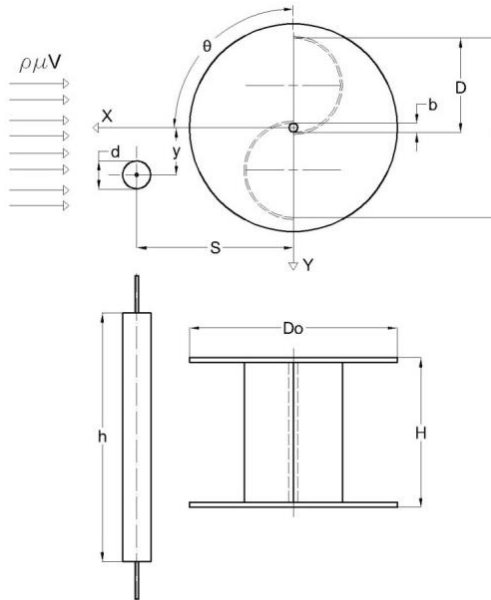


Gambar 2.42 Kontur tekanan pada turbin Savoius dengan pengganggu, $Re = 90000$; (a) $S/D = 1,00$, (b) $S/D = 1,02$, (c) $S/D = 1,03$, (d) $S/D = 1,15$, (e) $S/D = 1,41$ dan (f) $S/D = 2,00$ (Triyogi et al,2017)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur

Analisa dimensi dibutuhkan dalam penelitian ini untuk mengetahui pengaruh parameter tertentu terhadap hasil peningkatan *performance* turbin angin Savonius. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran dalam penelitian ini yaitu densitas fluida udara, viskositas fluida udara, kecepatan fluida, diameter turbin angin Savonius, tinggi turbin angin Savonius, diameter poros, diameter silinder sirkular pengganggu, panjang silinder sirkular pengganggu, jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*, dan posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin. Skema penelitian dan parameter yang akan dianalisis pada penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.1.

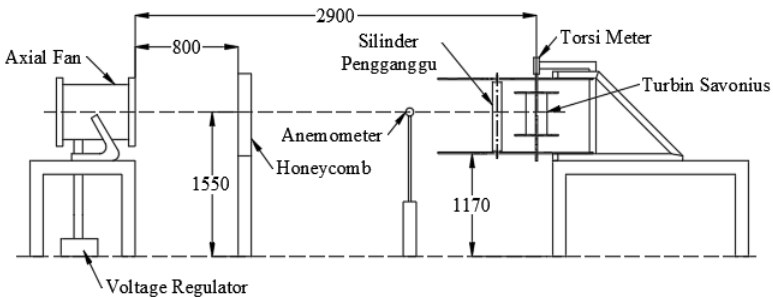


Gambar 3.1 Skema penelitian dan parameter pengukuran

Berdasarkan skema penelitian pada gambar 3.1 diperkirakan nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* akan bergantung pada:

- ρ : massa jenis fluida udara (kg/m^3)
- μ : viskositas udara (Ns/m^2)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)
- D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- d : diameter silinder sirkular pengganggu (m)
- b : diameter poros (m)
- S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)
- y : posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (m)
- H : tinggi turbin angin Savonius (m)
- h : panjang silinder pengganggu (m)
- n : putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)

Pada penelitian ini *axial fan* ditempatkan pada jarak 2900 mm dari turbin angin Savonius. *Honeycomb* yang berfungsi untuk menyeragamkan aliran udara dari *axial fan* menuju turbin angin Savonius ditempatkan diantara *axial fan* dan benda uji. Skema penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Skema penelitian

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi digunakan untuk mengetahui variabel yang mempengaruhi karakteristik aliran yang melewati turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu dengan diameter tertentu. Dalam menganalisis dimensi pada nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* dilakukan dengan menggunakan *Buckingham-Phi Theorema*.

3.2.1 Analisa Dimensi *Coefficient of Power*

Adapun langkah – langkah penentuan analisa dimensi yang harus dilakukan yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, V, D, d, S, y, H, h, b, n)$$

Jumlah parameter (n) = 12 parameter

P : power (J/s)

ρ : massa jenis fluida udara (kg/m^3)

μ : viskositas udara (Ns/m^2)

V : kecepatan aliran udara (m/s)

D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d : diameter silinder sirkular pengganggu (m)

S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

y : posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (m)

H : tinggi turbin angin Savonius (m)

h : panjang silinder pengganggu (m)

b : diameter poros (m)

n : putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)

2. Menentukan set grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis

Dipilih M, L, t .

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Dimensi primer tiap parameter

Parameter	P	ρ	μ	V	D	d	S	y	H	h	b	n
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, V, D
5. Menentukan grup tak berdimensi yang akan dihasilkan.
Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = $n-m = 12-3 = 9$ grup tanpa dimensi.

$$i. \quad \pi_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{ML^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$L : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 3 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -3 ; c = -2$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh :

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{y}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_9 = \frac{n D}{V}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1 = \text{Coefficient of Power}$

$\pi_2 = \text{Reynolds Number}$

$\pi_3 =$ rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_4 =$ rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*

$\pi_5 =$ rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_6 =$ rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_7 =$ rasio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_8 =$ rasio diameter poros dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_9 = \text{Tip Speed Ratio}$

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9)$$

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{y}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{S}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{y}{D}, \frac{n D}{V}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin Savonius sehingga:

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{y}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L , untuk $L = 2D-b$, maka

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{y}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

atau

$$CoP = f_4 \left(Re, \frac{y}{D}, TSR \right)$$

3.2.2 Analisa Dimensi Coefficient of Moment

Adapun langkah – langkah penentuan analisa dimensi yang harus dilakukan yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *moment*

$$T = f(\rho, \mu, V, D, d, S, y, H, h, b, n)$$

Jumlah parameter (n) = 12 parameter

T : *moment* (N-m)

ρ : massa jenis fluida udara (kg/m^3)

μ : viskositas udara (Ns/m^2)

V : kecepatan aliran udara (m/s)

D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d : diameter silinder sirkular pengganggu (m)

S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

y : posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (m)

H : tinggi turbin angin Savonius (m)

h : panjang silinder pengganggu (m)

b : diameter poros (m)

n : putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)

2. Menentukan set grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis

Dipilih M, L, t .

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.2

Tabel 3.2 Dimensi primer tiap parameter

Parameter	T	ρ	μ	V	D	d	S	y	H	h	b	n
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^2}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, V, D
5. Menentukan grup tak berdimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = $n-m = 12-3 = 9$ grup tanpa dimensi.

i.
$$\pi_1 = \rho^a V^b D^c T = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{ML^2}{t^2}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$L : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 2 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -2 ; c = -3$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-2} D^{-3} T$$

atau

$$\pi_1 = \frac{T}{\rho V^2 D^3}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh :

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{y}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_9 = \frac{n D}{V}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1 = \text{Coefficient of Moment}$

$\pi_2 = \text{Reynolds Number}$

$\pi_3 =$ rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_4 =$ rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*

$\pi_5 =$ rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_6 =$ rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_7 =$ rasio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_8 =$ rasio diameter poros dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_9 = \text{Tip Speed Ratio}$

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9)$$

$$\frac{T}{\rho V^2 D^3} = f_5 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{y}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{S}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{y}{D}, \frac{n D}{V}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap

Coefficient of Moment pada turbin angin Savonius sehingga :

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_6 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{y}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk $L = 2D-b$, maka

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_7 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{y}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

atau

$$Cm = f_8 \left(Re, \frac{y}{D}, TSR \right)$$

3.3 Peralatan

Dalam melakukan penelitian ini, dibutuhkan beberapa peralatan untuk menunjang pengambilan data eksperimen, antara lain:

3.3.1 *Axial Fan dan Voltage Regulator*

Pada penelitian ini digunakan *axial fan* yang berfungsi untuk menghasilkan kecepatan angin yang dapat memutar sudu turbin angin Savonius. *Axial fan* yang digunakan yaitu **CKE SPV-18** seperti pada gambar 3.3 dengan spesifikasi seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.3. *Axial fan* yang digunakan tidak memiliki pengaturan kecepatan aliran udara sehingga untuk mengatur kecepatan aliran udara digunakan *voltage regulator* untuk mengatur kecepatan putaran *axial fan* dengan mengatur besar tegangan *output* yang dibutuhkan. *Voltage regulator* yang digunakan yaitu **Model TDGC 2J-3** seperti pada gambar 3.4 dengan spesifikasi seperti pada tabel 3.4.



Gambar 3.3 Axial fan CKE SPV-18

Tabel 3.3 Spesifikasi Axial Fan CKE SPV-18

Spesifikasi <i>Axial Fan</i> CKE SPV-18	
Diameter	18 inch / 450 mm
Speed	2850 RPM
Air Flow	4413 CFM
Power	1700 Watt
Phase	1
Voltage	220-240 V
St. Pressure	520 Pa



Gambar 3.4 Voltage Regulator

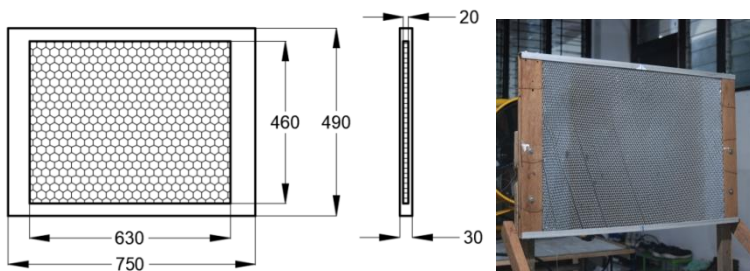
Tabel 3.4 Spesifikasi Voltage Regulator Model TDGC 2J-3

Voltage Regulator Model TDGC 2J-3	
Input	110/220 V
Output	0 – 250 V
Frequency	50 – 60 Hz
I Max	4,8/12 A
Capacity	3 KVA
Phase	1

3.3.2 *Honeycomb*

Pada penelitian ini digunakan *honeycomb* seperti pada gambar 3.5 yang berfungsi untuk menyeragamkan aliran angin dari *axial fan* menuju turbin angin Savonius dan mencegah terjadinya *swirl*. *Honeycomb* ditempatkan diantara *axial fan* dan turbin angin Savonius. *Honeycomb* yang digunakan berbentuk persegi dengan dimensi sebagai berikut :

- Panjang sisi *honeycomb* : 630 mm
- Panjang sisi *frame* : 750 mm
- Lebar sisi *honeycomb* : 460 mm
- Lebar sisi *frame* : 490 mm
- Tebal *frame* : 30 mm
- Tebal *honeycomb* : 20 mm
- *Meshing size* : 16 lubang/in²

**Gambar 3.5** Skema honeycomb

3.3.3 Silinder Pengganggu

Pada penelitian ini digunakan pengganggu dengan berbentuk silinder seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.6. Spesifikasi dari silinder pengganggu sebagai berikut :

- Diameter (d) : 32,2 mm
- Panjang (h) : 500 mm
- Jarak (S/D) : 1,6
- Jarak (y/D) : 0; 0,25; 0,5

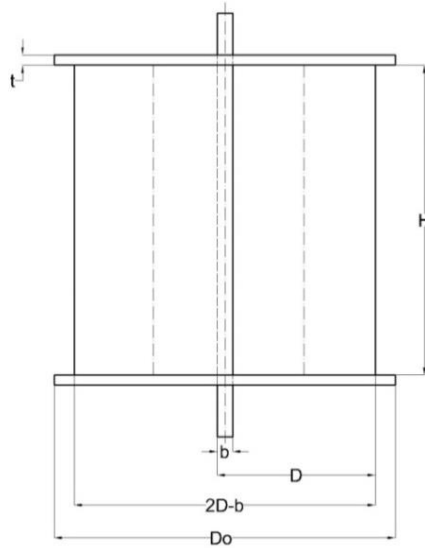


Gambar 3.6 Skema silinder pengganggu

3.3.4 Turbin Angin Savonius

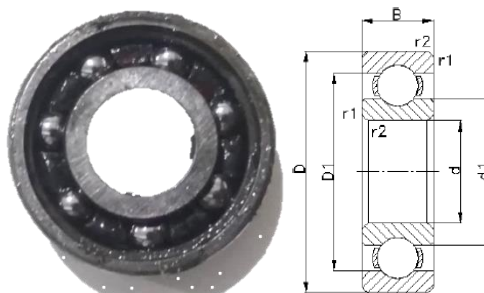
Pada penelitian ini digunakan turbin angin Savonius seperti pada gambar 3.7, dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Diameter sudu turbin (D) : 165,2 mm
- Tinggi (H) : 294,4 mm
- Diameter poros (b) : 19 mm
- Diameter turbin ($2D-b$) : 303,4 mm
- Diameter *end plates* (D_0) : 321 mm
- Tebal *end plates* (t) : 1,3 mm
- Tebal sudu turbin : 4 mm
- Momen inersia : 0,0355 kg/m²
- Material sudu turbin : PVC
- Material *end plates* : Aluminium cladding 2024



Gambar 3.7 Skema turbin angin Savonius

Adapun turbin angin Savonius dilengkapi dengan *bearing* yang berfungsi sebagai elemen mesin yang menumpu poros yang mempunyai beban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan mempunyai umur yang panjang. *Bearing* yang digunakan jenis *deep groove ball bearings single row* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.8 dibawah dengan spesifikasi pada tabel 3.5.



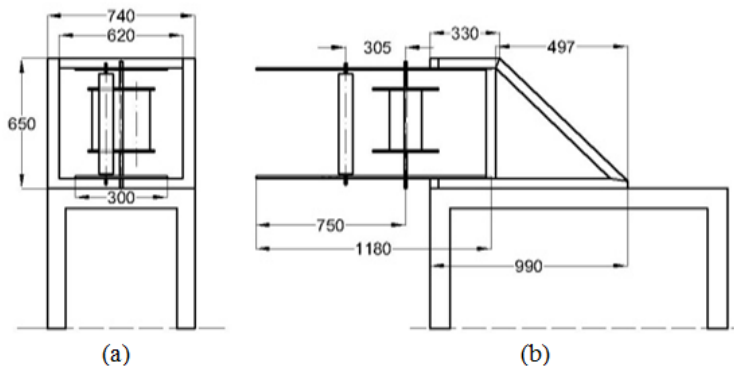
Gambar 3.8 Ball Bearing

Tabel 3.5 Spesifikasi Ball Bearings

Designations	Principal dimensions (mm)			Basic load ratings (N)		Speed ratings	Dimensions		
				Dyn	Stat				
	d	D	B	C	C ₀	r/min	d ₁	D ₁	r _{1,2}
6201	12	32	10	6890	3100	22000	18.2	25.9	0,6

3.3.5 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian ini digunakan penyangga yang berfungsi untuk meletakkan turbin angin Savonius dan silinder pengganggu. Dimensi penyangga yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.9.



Gambar 3.9 Skema penyangga turbin angin Savonius (a) tampak samping; (b) tampak depan

3.3.6 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan alat ukur untuk mendapatkan nilai putaran dan torsi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius

a. Anemometer

Anemometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan aliran angin. Anemometer yang digunakan dalam penelitian ini adalah anemometer digital seri **OMEGA**

HHF-141A seperti pada gambar 3.10. Pengukuran kecepatan angin dapat dilakukan menggunakan dua satuan pengukuran, yaitu m/s dan ft/min dengan *high resolution* 0,01 m/s. Spesifikasi dari anemometer ini dapat dilihat pada tabel 3.6.



Gambar 3.10 Anemometer Omega HHF-141A

Tabel 3.6 Spesifikasi Anemometer Omega HHF-141A

Anemometer Omega HHF-141A		
Measurement Range	2,75 inch Air Probe	40 – 7800 ft/min 0.2 – 40.00 m/sec
	Air Probe AP100	300 – 6800 ft/min 1,5 – 35,00 m/s
Accuracy	Air Velocity	AP275 : $\pm 1.0\%$ of reading ± 1 digit
		AP100 : $\pm(0,5\%$ FS + 0,75% of reading + 1 digit)
Resolution	1 ft/min or 0.01 m/s	
Operating	Instrument	32°F - 125°F

Temperature		(0°C-15°C)
	Probe	-4°F - 212° F (-20°C-100°C)
Display	0,5 inch LCD with LED backlight, 4 Digits	
Power Supply	3 AA alkaline batteries	
Battery Life	Approx. 150 hours, without backlight	
Battery Check	Automatic low battery display	

b. Tachometer

Tachometer merupakan alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari suatu objek. Pada penelitian ini tachometer yang digunakan adalah Tachometer **OMEGA seri HHT12** seperti pada gambar 3.11 dengan akurasi pembacaan 0.01% atau ± 1 digit dengan *range* pengukuran antara 5 hingga 99.999 rpm . Spesifikasi dari tachometer ini dapat dilihat pada tabel 3.7.



Gambar 3.11 Tachometer OMEGA seri HHT12

Tabel 3.7 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12

Tachometer OMEGA seri HHT12	
Range	5 to 99.999 rpm
Accuracy	0.01% of reading or ± 1 digit

Resolution	0.001 to 1.0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max. min and last
Power	2 “AA” 1.5 Vdc batteries
Enviromental	5 to 40 °C

c. Torquemeter Statis

Torquemeter merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur torsi dari suatu objek. Torquemeter yang digunakan dalam penelitian ini adalah seri **LUTRON TQ-8800** seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.12 dengan *high resolution* 0,1 Newton-cm. Spesifikasi dari torquemeter **LUTRON TQ-8800** dapat dilihat pada tabel 3.8.



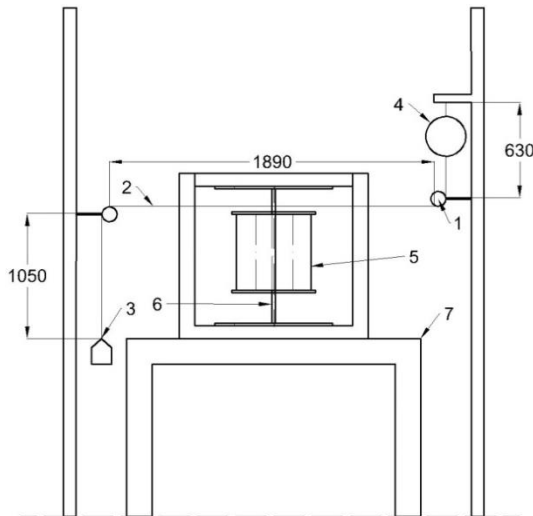
Gambar 3.12 Torquemeter LUTRON TQ-8800

Tabel 3.8 Spesifikasi Torquemeter LUTRON TQ-8800

Display Unit/Resolution			
Unit	Max. range	High resolution	Over load protection range
kg-cm	15 kg-cm	0,01 kg-cm	22,5 kgf-cm max
Lb-inch	12,99 Lb-inch	0,01 Lb-inch	19,53 Lb-inch max
N-cm	147,1 N-cm	0,1 N-cm	220,1 N-cm max

d. *Brake Dynamometer*

Brake dynamometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh putaran suatu objek. Sistem *brake dynamometer* yang digunakan pada penelitian ini mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)** seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.13.



Gambar 3.13 Skema pengukuran brake dynamometer

Keterangan Gambar 3.13 :

1. Sistem *pulley*
2. Benang nilon LAZER (Gambar 3.14 dan Spesifikasi Tabel 3.9)
3. Massa pemberat (Gambar 3.15 dan Spesifikasi Tabel 3.10)
4. Neraca pegas (Gambar 3.17 dan Spesifikasi Tabel 3.12)
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin angin Savonius
7. Struktur penyangga turbin angin Savonius

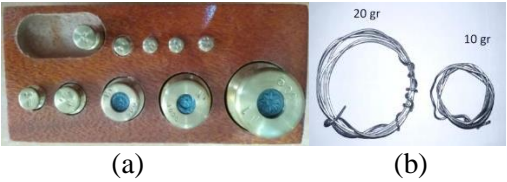
Pengukuran torsi dinamis yang dihasilkan turbin angin Savonius dengan menggunakan *brake dynamometer* dilakukan dengan cara menambahkan massa pemberat yang dihubungkan dengan neraca pegas secara bertahap pada saat turbin sedang berputar hingga turbin berhenti berputar. Setiap menambahkan massa pemberat, putaran dari turbin diukur dengan *tachometer*. Nilai torsi dinamis diperoleh dari selisih antara gaya yang dihasilkan dari massa pemberat dengan gaya yang terbaca pada neraca pegas dikalikan dengan jari-jari poros turbin. Daya *output* turbin angin Savonius diperoleh dari nilai torsi dinamis pada pemberian massa pemberat tertentu dikalikan nilai putaran turbin yang dihasilkan pada kondisi yang sama. Massa pemberat yang digunakan adalah anak timbangan **NKH tipe M1** yaitu 1g, 2g, 5g, 10g, 20g, 50g, 100g, dan 200g seperti pada gambar 3.15 (a) dengan spesifikasi pada tabel 3.10 dan anak timbangan yang dibuat dari kawat 10g dan 20g seperti pada gambar 3.15 (b) yang telah dikalibrasi dengan timbangan **SF-400** seperti pada gambar 3.16 dengan spesifikasi timbangan pada tabel 3.11.



Gambar 3.14 Benang nylon LAZER

Tabel 3.9 Spesifikasi Benang nylon LAZER

Spesifikasi Benang nylon LAZER	
Kekuatan	40 lbs; 20 kg
Diameter	0,60 mm



Gambar 3.15 Massa pemberat: (a) Anak timbangan NHK tipe M1; (b) Beban dari kawat

Tabel 3.10 Spesifikasi Anak Timbangan NHK tipe M-1

Spesifikasi Anak Timbangan NHK tipe M-1 menurut OIML R 111								
Kapasitas	1g	2g	5g	10g	20g	50g	100g	200g
Toleransi (+/-) mg	1,0	1,2	1,5	2	2,5	3,0	5	10



Gambar 3.16 Timbangan SF-400

Tabel 3.11 Spesifikasi Timbangan Digital SF-400

Spesifikasi Timbangan Digital SF-400	
Kapasitas maksimal	10 kg
Ketelitian	1 gr
Mode	gram dan oz
Ukuran	25 × 17 × 4 cm
Power	2 Baterai AA



Gambar 3.17 Neraca Pegas NAGATA tipe C-5

Tabel 3.12 Spesifikasi Timbangan NAGATA tipe C-5

Specification NAGATA type C-5	
Capacity	10 kg
Graduation	50 gram
Features	High impact ABS body
Platter Size	Pan size : Ø 290 mm Alum. Round pan Dual display chart, Dial 187 mm

3.3.7 Pelumas

Pelumas pada penelitian ini digunakan untuk mengurangi kerugian akibat gesekan pada bagian-bagian turbin angin Savonius. Pelumas yang digunakan adalah **WD-40 Multi-Use Product** seperti pada gambar 3.18 dengan spesifikasi pada tabel 3.13. Pemberian pelumas digunakan terutama pada bagian *bearing* yang terletak di poros turbin dimana pemberian pelumas dilakukan pada setiap pengambilan data dan perubahan variasi bilangan *Reynolds*.



Gambar 3.18 WD-40 Muti-Use Product

Tabel 3.13 Spesifikasi WD-40 Muti-Use Product

Code	M6271
Name	WD-40 <i>Multi-Use Product</i>
Type	Lubricant 191 ML/155 G/6.5 FL. OZ.
Weight	0.3 Kg

3.4 Prosedur Penelitian

3.4.1 Prosedur Menentukan Putaran dan Torsi Dinamis

Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data putaran dan torsi dinamis pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengatur peralatan dan benda uji yang akan digunakan sesuai dengan skema.
2. Menyalakan *axial fan* dan mengatur besar tegangan dengan menggunakan *voltage regulator* sehingga didapatkan nilai kecepatan angin sesuai dengan yang diharapkan.
3. Melakukan pengukuran temperatur dengan menggunakan termometer.
4. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan anemometer untuk memperoleh *Reynolds Number* yang diinginkan, yaitu 97000.
5. Setelah memperoleh *Reynolds Number* dan *steady*, kemudian melakukan pengukuran terhadap kecepatan

putaran poros tanpa massa pemberat dan massa keranjang dengan menggunakan *tachometer*.

6. Melakukan pengukuran torsi dinamis dengan *brake dynamometer* untuk mendapatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan langkah sebagai berikut:
 - i. Memberikan massa pemberat yang terhubung dengan neraca pegas ditambah dengan massa keranjang (m_k) sebesar 15 gr.
 - ii. Mengukur massa yang terbaca pada timbangan pegas.
 - iii. Mengukur putaran turbin angin Savonius menggunakan *tachometer*
 - iv. Menghitung nilai torsi dinamis yang diperoleh dari selisih antara gaya yang dihasilkan dari massa pemberat dengan gaya yang dihasilkan pada timbangan pegas dikalikan jari-jari poros turbin angin Savonius.
 - v. Mengulangi langkah i – iv hingga turbin angin Savonius berhenti berputar.
 - vi. Memilih nilai CoP tertinggi yang dihasilkan dari perkalian antara torsi dinamis dengan putaran turbin dengan kondisi beban yang sama.
7. Mematikan *axial fan*.
8. Mengulangi langkah 2 sampai 7 dengan merubah variasi *Reynolds Number* menjadi 145000 dan 178000.
9. Meletakkan silinder pengganggu dengan mengatur jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat *returning blade* (S/D) sebesar 1,6 dengan rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter turbin angin Savonius (y/D) sebesar 0.
10. Mengulangi langkah 2 sampai 8 dengan variasi $y/D = 0$.
11. Mengulangi langkah 2 sampai 8 dengan mengubah variasi y/D menjadi 0,25 dan 0,5.
12. Mematikan *axial fan*.

13. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran dan torsi dinamis) dan melakukan *plotting grafik*, perbandingan *coefficient of power* dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap λ , dan perbandingan *coefficient of moment* dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap λ , putaran dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap Re .

3.4.2 Prosedur Menentukan Torsi Statis

Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data torsi statis pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengatur peralatan dan benda uji yang akan digunakan sesuai dengan skema.
2. Mengatur posisi angular sudu turbin angin Savonius sebesar 0° .
3. Menyalakan *axial fan* dan mengatur besar tegangan dengan menggunakan *voltage regulator* sehingga didapatkan nilai kecepatan angin sesuai dengan yang diharapkan.
4. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan anemometer untuk memperoleh *Reynolds Number* yang diinginkan, yaitu 97000.
5. Setelah memperoleh *Reynolds Number* dan *steady*, kemudian melakukan pengukuran torsi statis dengan *torquemeter*.
6. Mematikan *axial fan*.
7. Mengulangi langkah 2 sampai 6 dengan variasi posisi angular sudu turbin angin Savonius sampai 180° dengan kenaikan 10° .
8. Mengulangi langkah 2 sampai 7 dengan merubah variasi *Reynolds Number* menjadi 145000 dan 178000.
9. Meletakkan silinder pengganggu dengan mengatur jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat *returning blade* (S/D) sebesar 1,6 dengan rasio posisi silinder

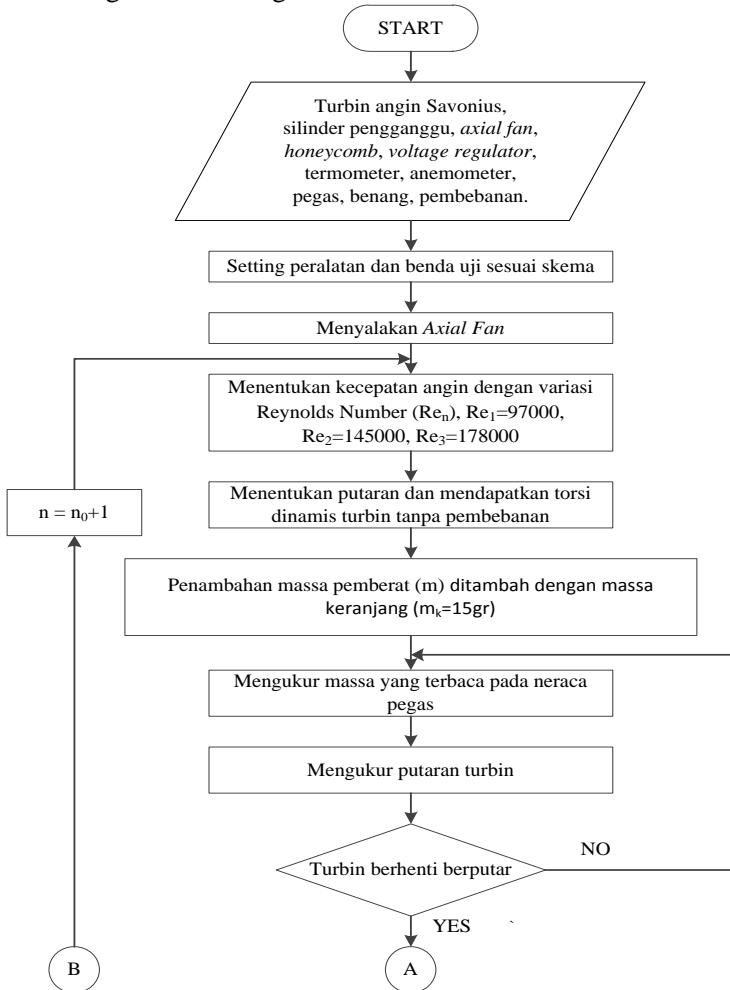
pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter turbin angin Savonius (y/D) sebesar 0,5.

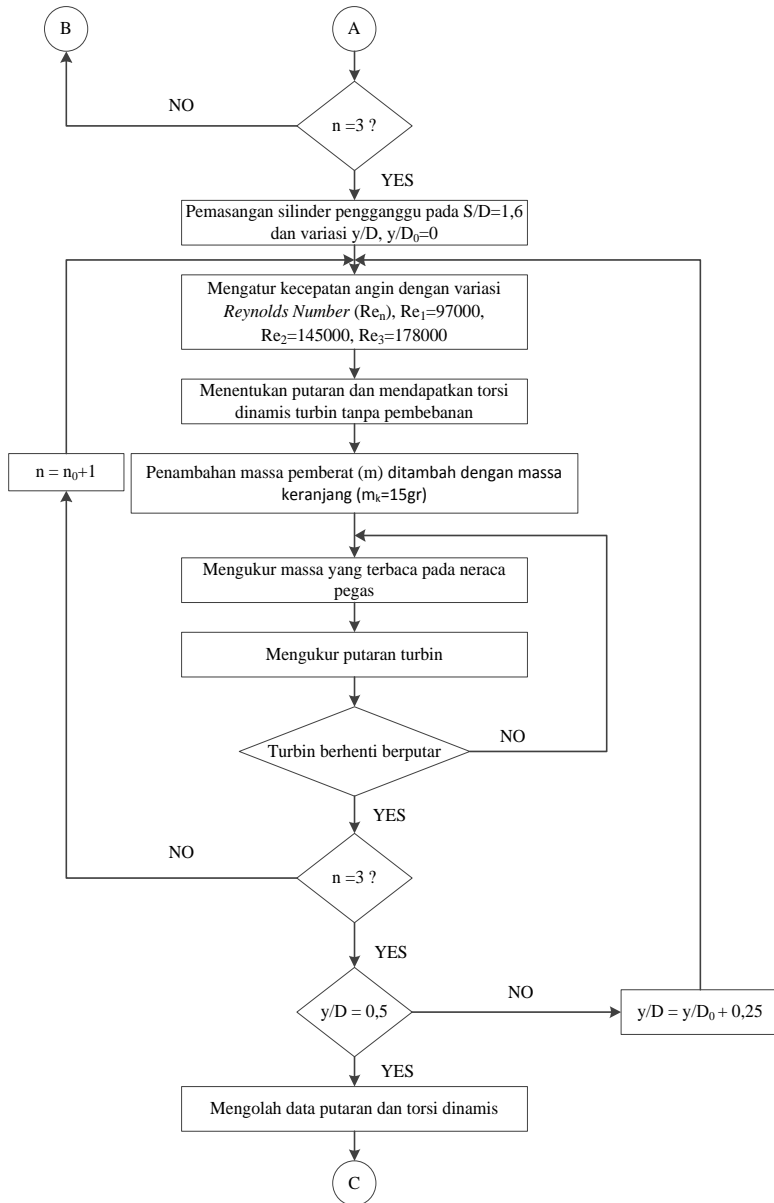
10. Mengulangi langkah 2 sampai 8 dengan penggunaan silinder pengganggu pada y/D sebesar 0,5.
11. Mengolah data torsi statis yang diperoleh dan melakukan *plotting* grafik, perbandingan torsi statis dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap θ .

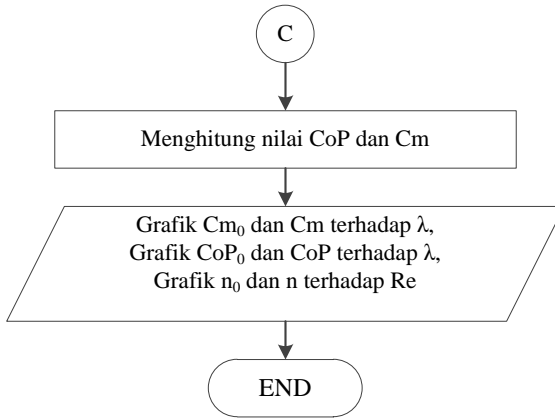
3.5 Flowchart Penelitian

3.5.1 Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis

Urutan langkah yang akan dilakukan dalam menentukan putaran dan torsi dinamis pada penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut:

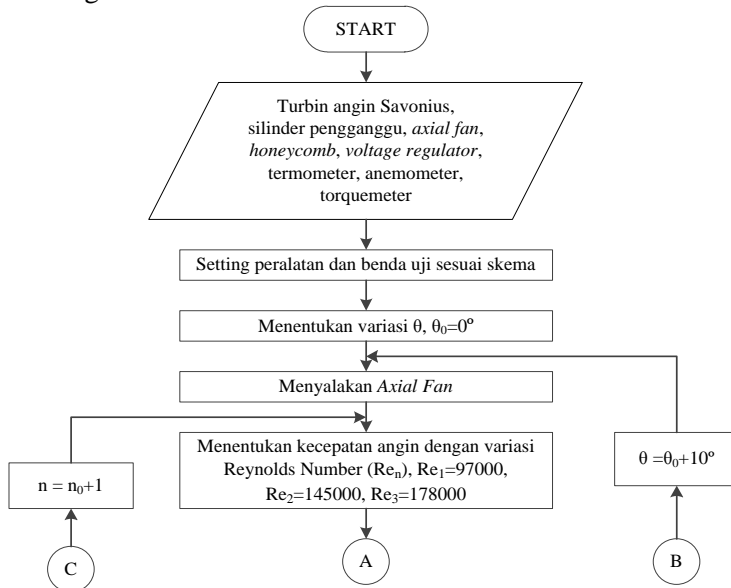


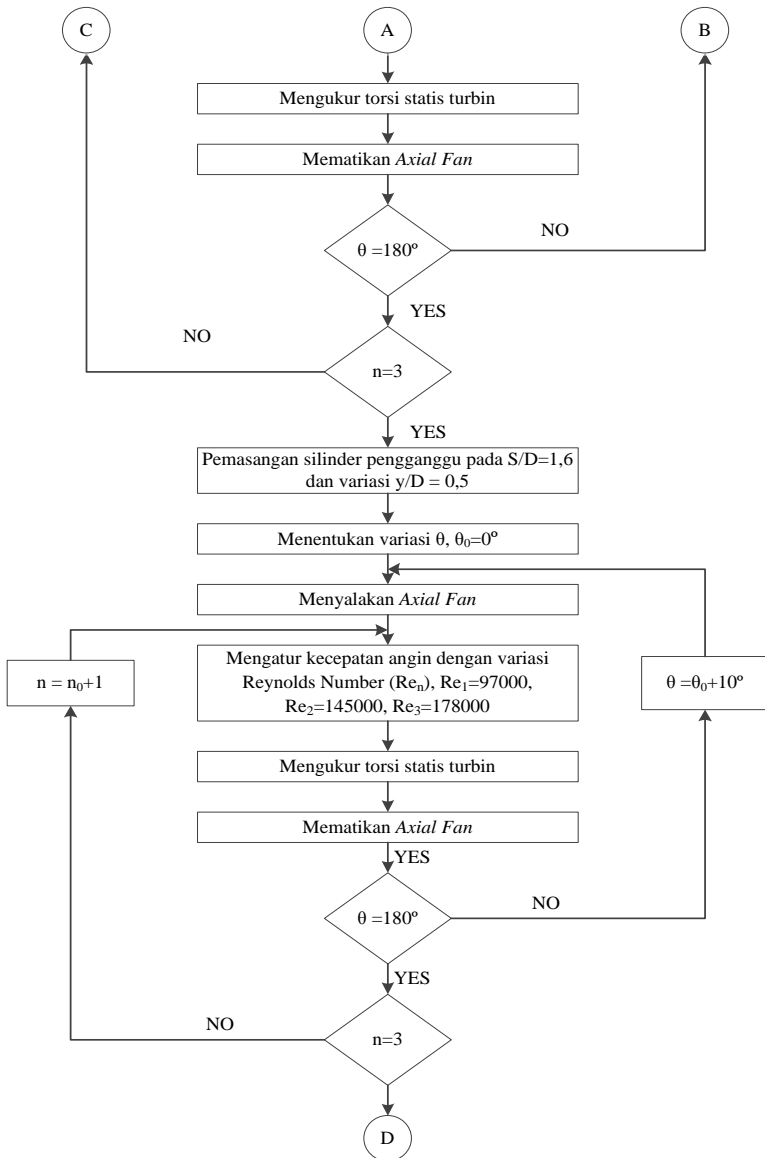


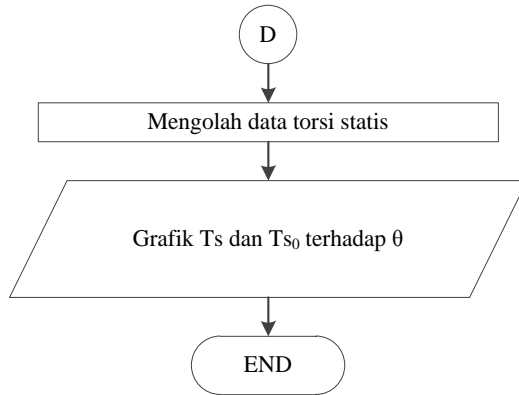


3.5.2 Flowchart Torsi Statis

Urutan langkah yang akan dilakukan dalam menentukan torsi statis pada penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut:







3.6 Hasil yang Akan Dicapai

Hasil yang akan dicapai pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Grafik putaran (n dan n_0) sebagai fungsi bilangan *Reynolds*
2. Grafik torsi statis (**Ts dan Ts_0**) sebagai fungsi posisi angular sudu (θ).
3. Grafik *Coefficient of Power* (**CoP dan CoP_0**) sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (λ).
4. Grafik *Coefficient of Moment* (**Cm dan Cm_0**) sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (λ).

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Pada studi eksperimen tugas akhir yang telah dilakukan, didapatkan data yang menunjukkan pengaruh pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* terhadap performa turbin angin Savonius. Data yang diperoleh antara lain, nilai putaran, torsi statis, torsi dinamis, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu dan tanpa menggunakan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Data tersebut diperoleh berdasarkan variasi *Reynolds Number* yang melewati turbin angin Savonius dan variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datangnya angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius.

4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan

Pengambilan data pada studi eksperimen ini menggunakan udara sebagai fluida kerja dengan menggunakan asumsi bahwa aliran *steady* dan *incompressible* dengan *properties* fluida sebagai berikut:

- ✓ Tekanan *absolute* udara dalam keadaan standar (P_1) = $1,01325 \text{ N/m}^2$
- ✓ Temperatur udara dalam keadaan standar (T_1) = $288,2 \text{ K}$
- ✓ Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_1) = $1,225 \text{ kg/m}^3$
- ✓ Temperatur udara ruang kerja (T_2) = $28,2^\circ\text{C} = 301,2 \text{ K}$

Data standar udara diatas akan digunakan dalam contoh perhitungan dan perhitungan pada penelitian. Adapun tahapan-tahapan perhitungan yang dilakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

4.1.1 Perhitungan Reynolds Number

- ✓ **Massa Jenis Udara (ρ)**

Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan nilai massa jenis udara pada saat penelitian dapat dilakukan dengan

persamaan Boyle – Gay Lusacc mengenai pemuaian gas diperoleh bahwa :

$$P V = m R T \dots\dots\dots (4.1)$$

dengan membagi kedua ruas dengan m , maka persamaan 4.1 menjadi :

$$P \frac{V}{m} = R T \text{ atau } \frac{P}{\rho} = R T \dots\dots\dots (4.2)$$

maka,

$$\rho = \frac{P}{R T} \dots\dots\dots (4.3)$$

dimana:

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

P : tekanan udara pada saat penelitian dilakukan =
1 atm = 101325 Pa

R : konstanta spesifik gas = 287,058 J/Kg K

T : temperatur pada saat penelitian dilakukan =
28,2°C = 301,2 K

dengan mensubstitusikan nilai P, R, dan T pada persamaan 4.3, maka diperoleh :

$$\rho = \frac{101325 \text{ Pa}}{287,058 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} 301,2 \text{ K}} = 1,172 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

✓ **Viskositas Absolut Udara (μ)**

Untuk perhitungan viskositas absolut udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu :

$$\mu = \frac{b T^{3/2}}{S+T} \dots\dots\dots (4.4)$$

dimana untuk udara :

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{0,5}}$$

$$S = 110,4 K$$

dengan menggunakan $T = T_{uji} = 301,2 K$, kemudian mensubstitusikan nilai b , s , dan T pada persamaan 4.4, maka diperoleh nilai viskositas udara sebagai berikut :

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{0,5}} \times (301,2)^{3/2}}{(110,4 + 301,2)K}$$

$$\mu = 1,852 \times 10^{-5} kg/ms$$

✓ **Kecepatan Aliran Udara (U)**

Dengan menggunakan persamaan 2.6 didapatkan bahwa :

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L}$$

dimana :

Re : *Reynolds Number* = 97000

L : panjang karakteristik turbin angin Savonius

$$L = 2D - b = 303,4 \text{ mm}$$

maka didapatkan kecepatan fluida:

$$U = \frac{(97000) \times (1,852 \times 10^{-5} kg/ms)}{1,172 \frac{kg}{m^3} \times 0,3034 m} = 5,05 m/s$$

4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR)

Berdasarkan persamaan 2.28 didapatkan bahwa :

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U}$$

dimana:

ω : kecepatan radial turbin = $\frac{2\pi n}{60}$

n : kecepatan putaran turbin (rpm)

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 287,013 \text{ rpm}}{60} = 30,04 \text{ rad/s}$$

$$R : \text{jari - jari sudu turbin angin Savonius} = \frac{L}{2} = \frac{(2D-b)}{2}$$

$$R = \frac{(2 \times 0,1652) - 0,019 - (2 \times 0,004)}{2} m$$

$$R = 0,1517 m$$

$$U : \text{kecepatan aliran udara pada Reynolds Number}$$

$$97000 = 5,05 \text{ m/s}$$

maka diperoleh nilai *Tip Speed Ratio* :

$$\lambda = \frac{(30,04 \text{ rad/s}) \times (0,1517 m)}{5,05 \text{ m/s}} = 0,90$$

4.1.3 Perhitungan Coefficient of Power (CoP)

✓ Torsi Dinamis

Berdasarkan persamaan 2.21 didapatkan bahwa :

$$\tau = \{(s - m)g\} \times r$$

dimana:

s : massa yang terbaca pada pegas (kg)

m : massa beban (kg)

g : gravitasi (m/s^2)

r : jari-jari silinder yang menerima beban (m)

$$r = \left(\frac{19}{2 \times 1000} \right) m = 0,0095 m$$

maka diperoleh nilai torsi dinamis sebesar :

$$\tau = \left\{ \frac{(383,33 - 20)}{1000} kg \times 9,81 \text{ m/s}^2 \right\} \times (0,0095 m)$$

$$\tau = 0,034 Nm$$

✓ Coefficient of Power

Berdasarkan persamaan 2.25 didapatkan bahwa :

$$CoP = \frac{\{(s-m)g\} \cdot r \cdot \frac{2\pi n}{60}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3}$$

dimana:

A : luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m^2)

$$A = L \times H = 0,3034 \text{ m} \times 0,2944 \text{ m}$$

$$A = 0,089321 \text{ m}^2$$

U : kecepatan aliran udara *free stream* (m/s)

ρ : massa jenis udara pada saat pengujian (kg/m^3)

ω : kecepatan radial turbin (rad/s)

τ : torsi dinamis turbin (Nm)

dengan mensubstitusikan hasil dari persamaan 2.21, 2.26, 2.28 dan 4.3 maka didapatkan nilai CoP:

$$CoP = \frac{\left\{ \frac{(383,33 - 20)}{1000} \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \right\} \cdot (0,0095 \text{ m}) \cdot 30,04 \text{ rad/s}}{\frac{1}{2} \cdot \left(1,172 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot (0,089321 \text{ m}^2) \cdot (5,05 \text{ m/s})^3}$$

$$CoP = 0,152$$

4.1.4 Perhitungan Coefficient of Moment (Cm)

Berdasarkan persamaan 2.27 didapatkan bahwa :

$$Cm = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2}$$

dimana:

λ : *tip speed ratio*

τ : torsi dinamis turbin yang diukur dengan *brake dynamometer* (N-m)

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

U : kecepatan aliran udara (m/s)

A : luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m^2)

R : jari – jari turbin (m)

Maka diperoleh nilai dari *Coefficient of Moment* (Cm) sebesar :

$$Cm = \frac{0,034 \text{ Nm}}{\frac{1}{2} \cdot \left(1,172 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot (0,089321 \text{ m}^2) \cdot 0,1517 \text{ m} \cdot (5,05 \text{ m/s})^2}$$

$$Cm = 0,17$$

4.2 Analisis Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu dengan Variasi Bilangan *Reynolds* 97000, 145000, dan 178000

Pada sub bab ini, analisa dari performa turbin angin Savonius dilakukan tanpa menggunakan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Adapun variasi yang akan dianalisa adalah variasi bilangan *Reynolds* dan variasi posisi y/D terhadap torsi statis, *Tip Speed Ratio*, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* dari turbin angin Savonius. Sebelum dilakukan analisa performa dari turbin angin Savonius akibat pengaruh silinder pengganggu, maka perlu dilakukan analisa performa turbin angin Savonius tanpa adanya penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Analisa yang dilakukan disajikan dalam bentuk grafik. Adapun data yang telah didapatkan dalam pengujian ditunjukkan pada tabel 4.1.

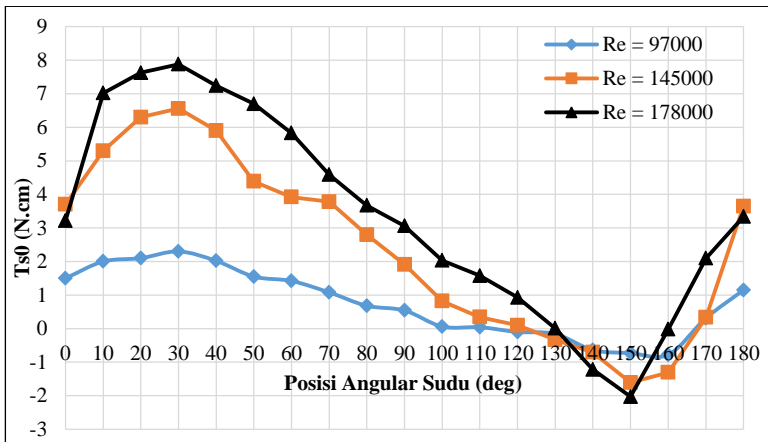
Tabel 4.1 Data turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu

Bilangan <i>Reynolds</i>	n_0 max (rpm)	Ts_0 (N.cm)	CoP_0 max	λ_0 (Pada CoP_0 max)	Cm_0 max	λ_0 (Pada Cm_0 max)
97000	374,57	2,3	0,154	0,91	0,30	0,13
145000	609,2	6,56	0,133	0,88	0,23	0,11
178000	632,86	7,88	0,085	0,61	0,20	0,08

4.2.1 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (Ts_0)

Studi eksperimen dilakukan dengan cara mengukur torsi statis dari turbin angin Savonius tanpa penggunaan silinder pengganggu (Ts_0) pada saat *blade* turbin angin Savonius berada pada posisi angular sudu $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ dengan tiap kenaikan 10° . Torsi statis yang diukur pada penelitian ini terletak pada posisi

angular 30° yang searah dengan arah datang aliran udara dengan menggunakan variasi bilangan *Reynolds* yaitu 97000, 145000 dan 178000. Torsi statis turbin angin Savonius diukur dengan *torquemeter*. Data hasil pengukuran torsi statis turbin angin Savonius sebagai fungsi posisi angular sudu dengan variasi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Grafik torsi statis turbin angin savonius tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai fungsi posisi angular sudu

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa posisi angular sudu turbin angin Savonius mempengaruhi nilai torsi statis dari turbin Savonius. Pada tiap variasi bilangan *Reynolds*, nilai torsi statis dari turbin angin Savonius mengalami kenaikan hingga posisi angular sudu 30° yang searah dengan arah datang aliran udara, kemudian nilai torsi statis akan menurun hingga posisi angular sudu 160° untuk bilangan *Reynolds* = 97000 dan 150° untuk bilangan *Reynolds* = 145000, dan 178000 setelah itu nilai torsi mengalami kenaikan lagi hingga mencapai posisi angular sudu 180° . Nilai torsi statis maksimum tertinggi terjadi pada posisi angular sudu 30° untuk bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 2,3 N-cm, 6,56 N-cm, dan 7,88 N-

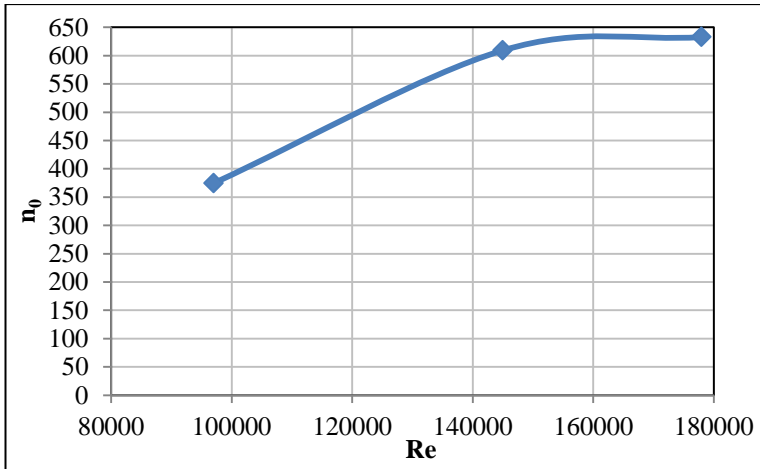
cm. Nilai torsi statis minimum terendah terjadi pada posisi angular sudu 160° dengan bilangan *Reynolds* = 97000 yaitu sebesar -0,78 N-cm, dan pada posisi angular sudu 150° dengan bilangan *Reynolds* = 145000 dan 178000 secara berturut yaitu -1,61 N-cm dan -2,03 N-cm.

Berdasarkan grafik diatas didapatkan kenaikan torsi statis hingga posisi angular 30° yang disebabkan oleh nilai gaya *drag* pada *advancing blade* mulai meningkat dan gaya *drag* pada *returning blade* menurun karena menjauhi arah datang angin sehingga selisih nilai gaya *drag* pada kedua sudu mengalami kenaikan dan torsi statis turbin angin Savonius semakin naik. Pada posisi angular sudu 30° diperoleh nilai torsi statis maksimum hal ini disebabkan pada posisi angular 30° memperoleh lebih banyak aliran fluida pada *advancing blade* sehingga gaya *drag* *advancing blade* meningkat dan *returning blade* semakin menjauhi aliran fluida sehingga sisi permukaan *returning blade* semakin sedikit memperoleh aliran fluida dan didapatkan gaya *drag* *returning blade* semakin menurun sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu semakin meningkat dan torsi statis pada posisi angular 30° bernilai maksimum. Setelah variasi posisi angular sudu melebihi 30° terjadi penurunan nilai torsi statis hingga besar posisi angular sudu 160° dan 150° , hal ini diakibatkan nilai gaya *drag* pada *advancing blade* mengalami penurunan karena *advancing blade* semakin menjauh dari arah datang angin, serta terjadi peningkatan nilai gaya *drag* pada *returning blade* karena luas penampang seluruh sudu *returning* terkena aliran fluida sehingga selisih gaya *drag* kedua sudu semakin menurun dan nilai torsi statis mengalami penurunan. Hal ini diduga bahwa pada posisi angular sudu 30° , aliran fluida udara tepat mengenai *advancing blade* sehingga gaya *drag* dan gaya *lift* yang terjadi searah dengan arah putaran turbin dan diperoleh torsi statis maksimum, sedangkan pada posisi angular sudu 160° dan 150° diperoleh nilai torsi statis minimum yang bernilai negatif disebabkan *advancing blade* yang semakin menjauh dan gaya *drag* serta gaya *lift* yang terjadi berlawanan arah dengan arah

putaran turbin. Kemampuan *self starting* turbin angin Savonius yang baik terdapat pada nilai torsi statis yang bernilai positif pada semua posisi angular sudu karena dapat menangkap aliran udara dari berbagai kondisi, sedangkan pada posisi angular sudu yang menghasilkan nilai torsi statis negatif menunjukkan bahwa turbin Savonius pada posisi angular sudu $120^\circ - 160^\circ$ untuk $Re = 97000$, $130^\circ - 160^\circ$ untuk $Re = 145000$, $140^\circ - 160^\circ$ untuk $Re = 178000$ tidak memiliki kemampuan *self starting*.

4.2.2 Analisis Putaran Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (n_0)

Studi eksperimen untuk memperoleh nilai putaran turbin angin Savonius tanpa peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* dilakukan dengan cara mengukur kecepatan putar poros turbin dengan *tachometer*. Pengukuran kecepatan putar turbin dimulai dari tanpa pemberian massa pembebanan hingga turbin angin Savonius berhenti berputar. Pengukuran nilai kecepatan putaran turbin angin Savonius dilakukan pada variasi bilangan *Reynolds* yaitu 97000, 145000 dan 178000. Hasil pengukuran nilai kecepatan putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n_0) terhadap variasi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n_0) terhadap bilangan Reynolds (Re)

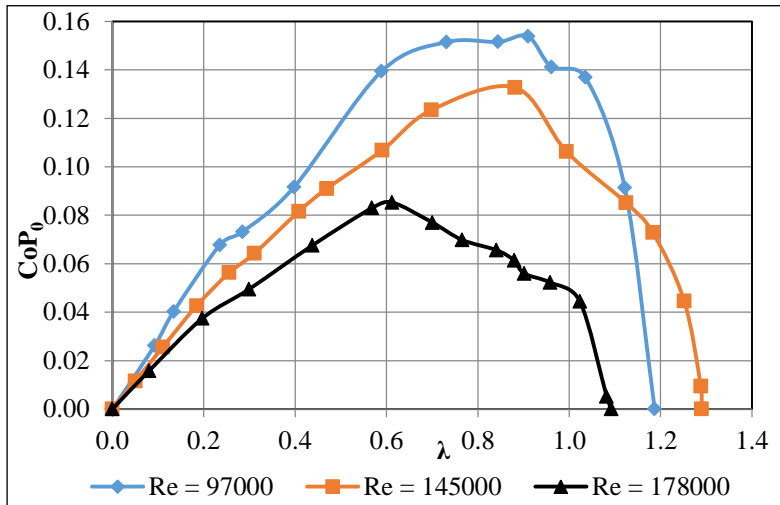
Berdasarkan gambar 4.2 dapat dilihat *trendline* kenaikan nilai putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu yang diiringi dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* untuk nilai TSR yang konstan. Hasil dari pengujian dapat dilihat pada bilangan *Reynolds* = 97000 didapatkan putaran turbin sebesar 374,57 rpm, bilangan *Reynolds* = 145000 didapatkan putaran turbin sebesar 609,2 rpm, dan bilangan *Reynolds* = 178000 didapatkan putaran turbin sebesar 632,86 rpm.

Peningkatan nilai putaran turbin angin Savonius yang diiringi dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* disebabkan dengan semakin naiknya nilai bilangan *Reynolds* maka kecepatan aliran fluida yang menuju turbin Savonius akan semakin besar. Kenaikan nilai kecepatan aliran fluida akan mengakibatkan semakin besarnya nilai gaya *drag* pada kedua *blade*, namun nilai koefisien *drag advancing blade* yang lebih besar daripada *returning blade* menyebabkan selisih gaya *drag* pada kedua sudu semakin besar. Selisih nilai gaya *drag* antara kedua sudu yang semakin besar mengakibatkan kenaikan nilai putaran turbin angin

Savonius dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* untuk nilai TSR yang konstan.

4.2.3 Analisis *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0)

Analisis *Coefficient of Power* dilakukan dengan cara membandingkan daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius terhadap daya kinetik dari angin yang digunakan. Adapun energi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius diperoleh dari torsi dinamis yang diukur dengan menggunakan *brake dynamometer* dikalikan dengan putaran turbin. Nilai dari *Coefficient of Power* menunjukkan performa dari turbin angin Savonius. Data *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa pengganggu (CoP_0) sebagai fungsi bilangan *Tip Speed Ratio* dapat dilihat pada gambar 4.3.



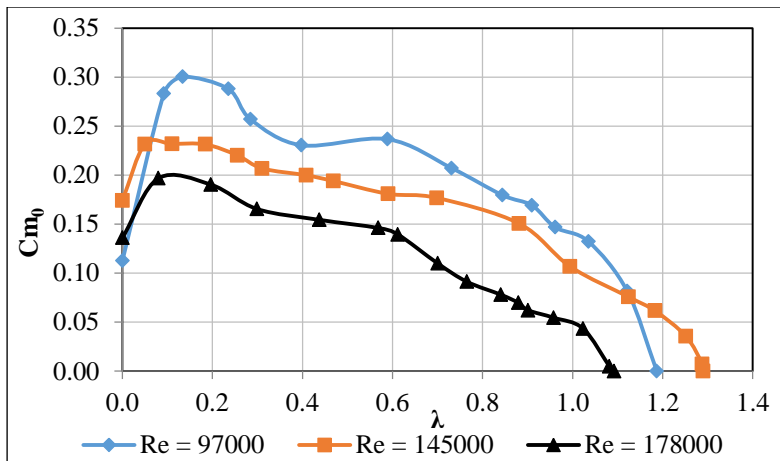
Gambar 4.3 Grafik *coefficient of power* turbin angin savonius tanpa pengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio*

Gambar 4.3 menjelaskan tentang kemampuan turbin angin Savonius untuk mengubah daya kinetik dari angin menjadi daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin sebagai fungsi *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan gambar 4.3 diperoleh bahwa nilai *Coefficient of Power* maksimum tertinggi sebesar 0,154 pada bilangan *Reynolds* = 97000 dengan *Tip Speed Ratio* = 0,91 dan nilai *Coefficient of Power* maksimum terendah sebesar 0,085 pada bilangan *Reynolds* = 178000 dengan *Tip Speed Ratio* = 0,61. Pada grafik terlihat bahwa terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius yang seiring dengan peningkatan nilai bilangan *Reynolds*.

Penurunan nilai *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* seiring dengan peningkatan nilai bilangan *Reynolds* terjadi akibat peningkatan daya mekanik turbin dengan kenaikan kecepatan aliran fluida tidak lebih besar dibandingkan peningkatan daya kinetik dari angin. Sehingga sesuai dengan persamaan 2.24 yang menghasilkan penurunan nilai *Coefficient of Power* pada peningkatan bilangan *Reynolds*. Penurunan nilai *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* juga dapat disebabkan dengan kenaikan kecepatan aliran fluida maka putaran turbin akan semakin cepat sehingga turbin angin Savonius seolah – olah akan terlihat seperti dinding solid terhadap angin dan dapat mengakibatkan turbulensi saat sudu berputar sehingga nilai putaran turbin akan menurun dan nilai daya *output* akan menurun pula, dengan nilai daya *input* yang tetap sama maka nilai *Coefficient of Power* akan menurun. Penurunan nilai *Coefficient of Power* yang seiring dengan peningkatan bilangan *Reynolds* diduga karena turbin beroperasi setelah titik optimum. Sehingga performa terbaik dari turbin angin Savonius tanpa pemberian silinder penngganggu di depan *returning blade* efektif pada bilangan *Reynolds* 97000 karena diperoleh *Coefficient of Power* optimum sebesar 0,154 pada *Tip Speed Ratio* optimum 0,91.

4.2.4 Analisis *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (Cm_0)

Analisis *Coefficient of Moment* dilakukan dengan cara membandingkan hasil torsi dinamis yang dihasilkan turbin angin Savonius dengan torsi teoritis dari angin. Pengukuran torsi dinamis dilakukan dengan menggunakan *brake dynamometer*. Nilai dari *Coefficient of Moment* berhubungan dengan *Coefficient of Power* dengan *Tip Speed Ratio*. Adapun hasil pengujian *Coefficient of Moment* terhadap *Tip Speed Ratio* ditunjukkan seperti gambar 4.4.



Gambar 4.4 Grafik *coefficient of moment* turbin angin savonius tanpa pengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio*

Berdasarkan gambar 4.4 dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* mengalami kenaikan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* tertentu kemudian mengalami penurunan nilai *Coefficient of Moment*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai Cm_0 maksimum tertinggi sebesar 0,30 pada $TSR = 0,13$ dengan bilangan *Reynolds* = 97000, pada bilangan *Reynolds* = 145000 didapatkan Cm_0 maksimum sebesar 0,23 pada

TSR = 0,11, dan nilai C_{m0} maksimum terendah yaitu 0,20 pada TSR = 0,08 dengan bilangan *Reynolds* = 178000.

Pada gambar 4.4 terlihat bahwa terjadi penurunan nilai C_m seiring dengan peningkatan nilai bilangan *Reynolds*, hal ini diduga turbin bekerja setelah mencapai titik optimumnya pada bilangan *Reynolds* = 97000. Pada bilangan *Reynolds* = 97000 dihasilkan C_m maksimum tertinggi dari turbin Savonius yang disebabkan torsi dinamis yang dihasilkan turbin lebih besar dari torsi teoritis dari angin sehingga diperoleh C_m maksimum tertinggi. Penurunan nilai C_m seiring peningkatan bilangan *Reynolds* hingga Re = 178000 disebabkan nilai kecepatan aliran fluida semakin naik, maka putaran turbin semakin naik, namun jika putaran turbin semakin cepat maka sudu turbin seolah – olah akan terlihat seperti dinding solid terhadap angin dan dapat mengakibatkan turbulensi saat sudu berputar dan nilai putaran turbin akan menurun yang menyebabkan menurunnya nilai *Tip Speed Ratio*. Penurunan nilai putaran pada bilangan *Reynolds* = 145000 dan 178000 akan menyebabkan torsi yang dihasilkan turbin akan menurun dan daya *output* turbin akan menurun, sedangkan torsi teoritis dari angin yang tetap sehingga nilai daya *input* yang tetap. Hal ini mengakibatkan penurunan nilai *Coefficient of Moment* yang dihasilkan turbin angin Savonius.

4.3 Analisis Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Dengan Variasi $y/D = 0,0; 0,25;$ dan $0,5$ pada Bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000

Pada sub bab ini, analisa dari performa turbin angin Savonius dilakukan dengan menggunakan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Silinder pengganggu yang digunakan yaitu $d/D = 0,2$ atau memiliki diameter sebesar 32,2 mm yang diletakkan di depan *returning blade* dengan jarak $S/D = 1,6$, dan variasi posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (y/D) = 0,0; 0,25; dan 0,5. Adapun variasi yang akan

dianalisa adalah variasi bilangan *Reynolds* dan variasi posisi y/D terhadap torsi statis, *Tip Speed Ratio*, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* dari turbin angin Savonius. Analisa yang dilakukan disajikan dalam bentuk grafik torsi statis terhadap posisi angular sudu, *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio*, dan *Coefficient of Moment* terhadap *Tip Speed Ratio*.

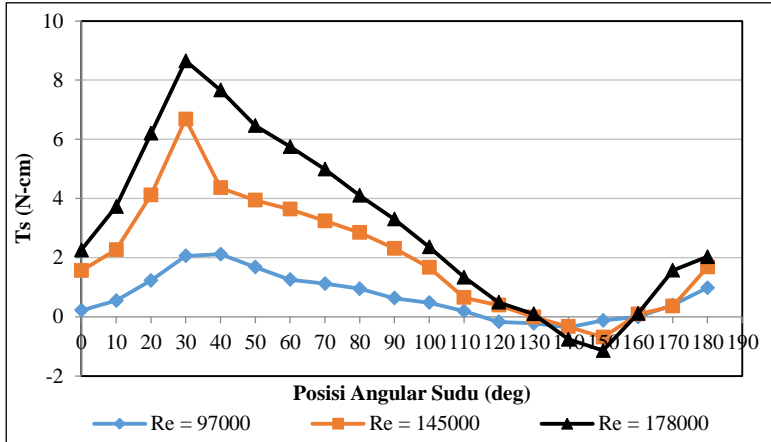
4.3.1 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* Untuk Variasi Bilangan *Reynolds*

Pada penelitian ini dilakukan pengukuran torsi statis turbin angin Savonius yang diberikan silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan variasi posisi $y/D = 0, 0,25$, dan $0,5$ pada bilangan *Reynolds* = 97000, 145000 dan 178000. Torsi statis diukur dengan *torquemeter* yang dipasang di poros turbin. Pengukuran dilakukan dalam kondisi turbin Savonius tidak berputar yang dilalui aliran udara dengan bilangan *Reynolds* tertentu. Pengukuran dimulai pada posisi angular sudu 0° yang searah dengan arah aliran fluida dengan tiap kenaikan 10° . Adapun hasil pengujian torsi statis dari turbin terhadap posisi angular sudu dengan dan tanpa silinder pengganggu ditunjukkan pada sub bab dibawah.

4.3.1.1 Analisis Torsi Statis (T_s) sebagai Fungsi Posisi Angular Sudu pada Jarak $y/D = 0,5$

Pada gambar 4.5 dibawah ini menunjukkan grafik torsi statis (T_s) sebagai fungsi posisi angular sudu pada posisi silinder pengganggu optimum yaitu pada $y/D = 0,5$. Silinder pengganggu dengan diameter sebesar 32,2 mm diletakkan pada jarak $S/D = 1,6$. Torsi statis turbin angin Savonius diukur dengan *torquemeter* yang dipasang pada poros turbin Savonius. Pengukuran torsi statis dilakukan dalam keadaan kondisi turbin angin Savonius tidak berputar dan dilakukan pengujian dengan variasi bilangan

Reynolds yang berbeda yaitu = 97000, 145000 dan 178000. Pengambilan data dilakukan dengan memvariasikan posisi angular sudu (θ) pada rentan 0° hingga 180° dengan tiap kenaikan 10° .



Gambar 4.5 Grafik torsi statis turbin angin savonius dengan silinder pengganggu sebagai fungsi posisi angular sudu pada jarak $y/D = 0,5$

Berdasarkan gambar 4.5 diperoleh bahwa pada bilangan *Reynolds* = 178000, nilai torsi statis tertinggi diperoleh pada posisi angular sudu 30° yaitu sebesar 8,65 N-cm dan terendah diperoleh pada posisi angular sudu 150° yaitu sebesar -1,14 N-cm. Pada bilangan *Reynolds* = 145000, nilai torsi statis tertinggi diperoleh pada posisi angular sudu 30° yaitu sebesar 6,68 N-cm dan terendah diperoleh pada posisi angular sudu 150° yaitu sebesar -0,69 N-cm. Pada bilangan *Reynolds* = 97000, nilai torsi statis tertinggi diperoleh pada posisi angular sudu 40° yaitu sebesar 2,12 N-cm dan terendah diperoleh pada posisi angular sudu 140° yaitu sebesar -0,36 N-cm. Grafik hasil pengujian menunjukkan bahwa nilai torsi statis terhadap variasi posisi angular sudu membentuk kurva sinusoidal dengan nilai torsi statis

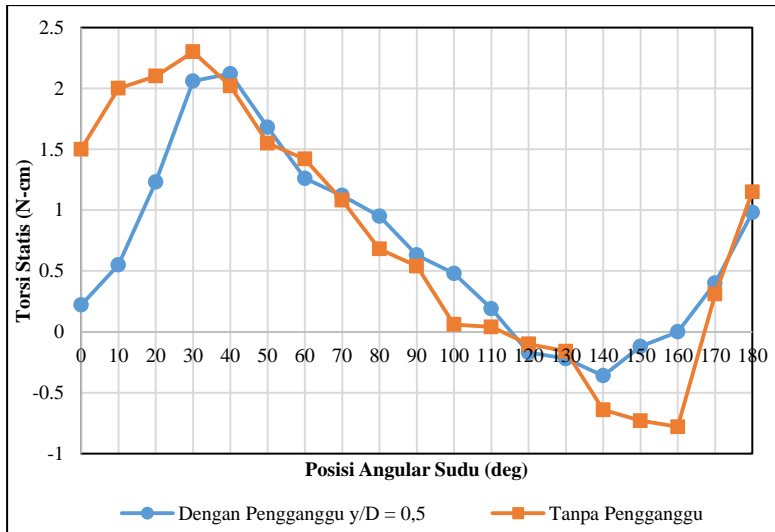
tertinggi terletak pada posisi angular sudu 30° dan 40° serta nilai torsi statis terendah terletak pada posisi angular sudu 140° dan 150° .

Berdasarkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu pada gambar 4.5 didapatkan bahwa nilai torsi statis (T_s) mengalami kenaikan diiringi dengan kenaikan bilangan *Reynolds*, hal ini diakibatkan dengan semakin meningkatnya bilangan *Reynolds* maka kecepatan aliran udara yang mengenai sudu turbin angin Savonius akan semakin meningkat, akibatnya gaya *drag* yang diterima turbin akan semakin meningkat dan diperoleh nilai torsi statis yang maksimum pada posisi angular sudu tertentu. Pada gambar 4.5, kenaikan nilai torsi statis terjadi pada posisi angular 0° hingga posisi angular 30° yang searah dengan arah datang aliran udara untuk bilangan *Reynolds* = 145000, dan 178000 dan posisi angular 0° hingga 40° yang searah dengan arah datang aliran fluida untuk bilangan *Reynolds* = 97000 disebabkan nilai gaya *drag* pada *advancing blade* mulai meningkat dan *returning blade* yang tertutup sebagian oleh silinder pengganggu sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat dan nilai torsi statis dari turbin akan mengalami kenaikan. Pada posisi angular sudu 30° dan 40° didapatkan nilai torsi statis maksimum hal ini disebabkan pada posisi angular 30° dan 40° memperoleh lebih banyak aliran fluida pada *advancing blade* sehingga gaya *drag advancing blade* meningkat dan *returning blade* semakin menjauhi aliran fluida sehingga sisi permukaan *returning blade* semakin sedikit memperoleh aliran fluida dan didapatkan gaya *drag returning blade* semakin menurun sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu semakin meningkat dan torsi statis pada posisi angular 30° dan 40° bernilai maksimum. Setelah posisi angular sudu melebihi 30° dan 40° terjadi penurunan nilai torsi statis hingga posisi angular sudu 150° untuk bilangan *Reynolds* = 145000, dan 178000 serta 140° untuk bilangan *Reynolds* = 97000 disebabkan posisi *advancing blade* semakin menjauhi arah datangnya angin, sehingga nilai gaya *drag* pada *advancing blade* akan semakin

menurun dan sisi *returning blade* yang mulai tidak dipengaruhi silinder pengganggu, akibatnya selisih gaya *drag* kedua sudu akan mengalami penurunan dan nilai torsi statis akan semakin menurun. Nilai torsi statis terendah pada posisi angular sudu 150° dan 140° yang bernilai negatif disebabkan gaya *drag* dan gaya *lift* yang terjadi berlawanan arah dengan arah putaran turbin. Hal ini menunjukkan bahwa pada posisi angular sudu 30° untuk bilangan *Reynolds* = 145000, dan 178000 dan 40° untuk bilangan *Reynolds* = 97000 merupakan posisi angular optimal turbin angin Savonius untuk mencapai torsi statis tertinggi. Kemampuan *self starting* turbin angin Savonius yang baik terdapat pada nilai torsi statis yang bernilai positif pada semua posisi angular karena dapat menangkap aliran udara dari berbagai kondisi. Nilai torsi statis yang negatif yaitu pada posisi angular sudu 120° - 150° untuk $Re = 97000$, dan 140° - 150° untuk $Re = 145000$ dan 178000 yang menunjukkan pada posisi angular sudu tersebut turbin tidak memiliki kemampuan *self starting*.

4.3.1.2 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* untuk Variasi $Re = 97000$

Pada gambar 4.6 dibawah menunjukkan grafik torsi statis dengan (T_s) dan tanpa (T_{s0}) pada $Re = 97000$ sebagai fungsi posisi angular sudu pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,5$. Pengganggu berupa silinder berukuran $d/D = 0,2$ dipasang di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$. Hasil dari pengujian diperoleh pengaruh penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* terhadap nilai torsi statis turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu.



Gambar 4.6 Grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap posisi angular sudu pada $Re = 97000$

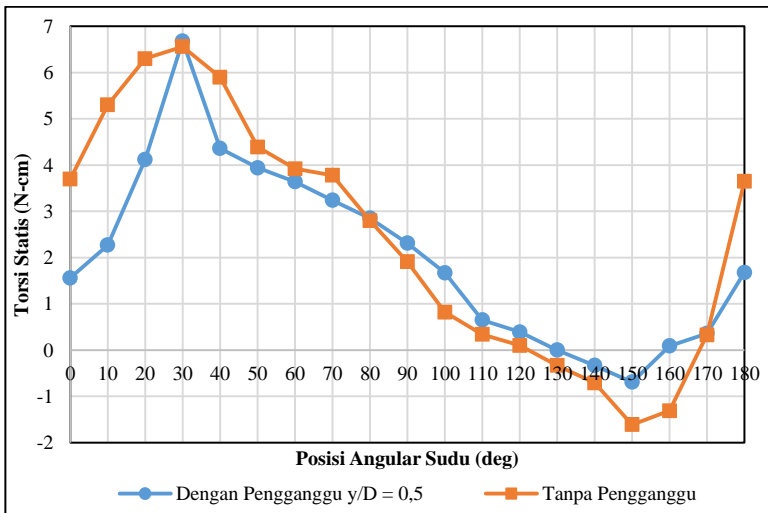
Berdasarkan gambar 4.6 diperoleh bahwa pada bilangan *Reynolds* = 97000, nilai torsi statis maksimum tertinggi tanpa silinder pengganggu diperoleh pada posisi angular sudu 30° yaitu sebesar 2,3 N-cm dan maksimum terendah diperoleh pada posisi angular sudu 160° yaitu sebesar -0,78 N-cm. Nilai torsi statis maksimum tertinggi dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ diperoleh pada posisi angular sudu 40° sebesar 2,12 N-cm dan maksimum terendah pada posisi angular sudu 140° sebesar -0,36 N-cm. Grafik hasil pengujian menunjukkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu terjadi penurunan pada torsi statis maksimum tertinggi dan peningkatan pada torsi maksimum terendah dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ berpengaruh pada penurunan torsi maksimum tertinggi dibandingkan tanpa silinder pengganggu yaitu dari 2,3 N-cm pada

posisi angular sudu 30° menjadi 2,12 N-cm pada posisi angular sudu 40° . Hal ini disebabkan penggunaan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dengan posisi angular sudu 40° untuk $Re = 97000$ tidak mengarahkan atau menghambat aliran fluida menuju sisi *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* menurun. Disisi lain, penambahan silinder pengganggu tidak menghambat aliran fluida menuju sisi *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* mengalami kenaikan dan diperoleh penurunan selisih gaya *drag* antara kedua sudu dan penurunan nilai torsi statis turbin. Penambahan silinder pengganggu pada $y/D = 0,5$ dengan posisi angular sudu 140° untuk $Re = 97000$ dapat menaikkan nilai torsi statis maksimum terendah dari turbin, hal ini disebabkan pada posisi angular sudu 140° dapat menghambat aliran fluida menuju sisi *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* akan menurun dan dapat mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat yang menghasilkan peningkatan selisih gaya *drag* antara kedua sudu. Selisih gaya *drag* antara kedua sudu yang meningkat akan berpengaruh pada peningkatan nilai torsi statis turbin. Kemampuan *self starting* turbin angin Savonius yang baik terdapat pada nilai torsi statis yang bernilai positif pada semua posisi angular sudu karena dapat menangkap aliran udara dari berbagai kondisi. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dapat memperkecil rentan posisi angular sudu pada torsi statis yang bernilai negatif, dimana rentan nilai torsi statis yang negatif tanpa silinder pengganggu $120^\circ - 160^\circ$ menjadi $120^\circ - 150^\circ$ dengan adanya silinder pengganggu. Hal ini menunjukkan penambahan silinder pengganggu pada $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

4.3.1.3 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* untuk Variasi $Re = 145000$

Pada gambar 4.7 dibawah menunjukkan grafik torsi statis dengan (T_s) dan tanpa (T_{s0}) pada $Re = 145000$ sebagai fungsi posisi angular sudu pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,5$. Pengganggu berupa silinder berukuran $d/D = 0,2$ dipasang di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$. Hasil dari pengujian diperoleh pengaruh penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* terhadap nilai torsi statis turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu.



Gambar 4.7 Grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap posisi angular sudu pada $Re = 145000$

Berdasarkan gambar 4.7 diperoleh bahwa pada bilangan *Reynolds* = 145000, nilai torsi statis maksimum tertinggi tanpa silinder pengganggu diperoleh pada posisi angular sudu 30° yaitu

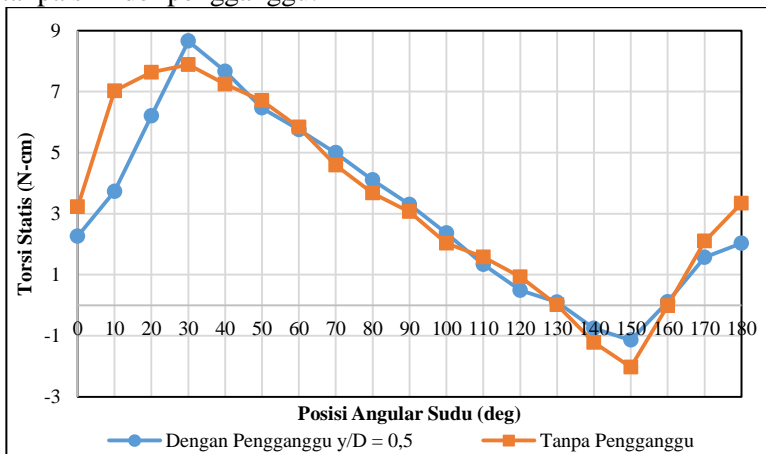
sebesar 6,56 N-cm dan maksimum terendah diperoleh pada posisi angular sudu 150° yaitu sebesar -1,61 N-cm. Nilai torsi statis maksimum tertinggi dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ diperoleh pada posisi angular sudu 30° sebesar 6,68 N-cm dan maksimum terendah pada posisi angular sudu 150° sebesar -0,69 N-cm. Grafik hasil pengujian menunjukkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu terjadi peningkatan pada torsi statis maksimum tertinggi tetapi tidak signifikan, dan peningkatan pada torsi statis maksimum terendah dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dapat meningkatkan nilai torsi statis maksimum turbin tetapi tidak signifikan, torsi statis tanpa silinder pengganggu sebesar 6,56 N-cm pada posisi angular sudu 30° menjadi 6,68 N-cm dengan silinder pengganggu pada posisi angular sudu 30° atau meningkat sebesar 1,83% dari tanpa silinder pengganggu. Hal ini disebabkan penambahan silinder pengganggu pada $y/D = 0,5$ di depan *returning blade* dengan posisi angular sudu 30° tidak memberikan pengaruh besar untuk menghambat aliran fluida menuju *returning blade* dan mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* yang mengakibatkan gaya *drag* pada *returning blade* tidak menurun secara signifikan dan gaya *drag* pada *advancing blade* yang tidak meningkat secara signifikan. Hal ini menghasilkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu tidak meningkat secara signifikan dan nilai torsi statis maksimum tidak meningkat signifikan. Sehingga penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* kurang efektif untuk meningkatkan nilai torsi statis maksimum tertinggi turbin. Kemampuan *self starting* turbin angin Savonius yang baik terdapat pada nilai torsi statis yang bernilai positif pada semua posisi angular sudu karena dapat menangkap aliran udara dari berbagai kondisi. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ dapat memperkecil rentan posisi angular sudu pada torsi statis yang bernilai negatif, dimana rentan nilai torsi statis yang negatif tanpa silinder pengganggu $130^\circ - 160^\circ$ menjadi $140^\circ - 150^\circ$

dengan adanya silinder pengganggu. Hal ini menunjukkan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 145000$ kurang efektif dalam meningkatkan nilai torsi statis maksimum tertinggi turbin tetapi dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

4.3.1.4 Analisis Torsi Statis Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* untuk Variasi $Re = 178000$

Pada gambar 4.8 dibawah menunjukkan grafik torsi statis dengan (T_s) dan tanpa (T_{s0}) pada $Re = 178000$ sebagai fungsi posisi angular sudu pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,5$. Pengganggu berupa silinder berukuran $d/D = 0,2$ dipasang di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$. Hasil dari pengujian diperoleh pengaruh penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* terhadap nilai torsi statis turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu.



Gambar 4.8 Grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap posisi angular sudu pada $Re = 178000$

Berdasarkan gambar 4.8 diperoleh bahwa pada bilangan *Reynolds* = 178000, nilai torsi statis maksimum tertinggi tanpa silinder pengganggu diperoleh pada posisi angular sudu 30° yaitu sebesar 7,88 N-cm dan maksimum terendah diperoleh pada posisi angular sudu 150° yaitu sebesar -2,03 N-cm. Nilai torsi statis maksimum tertinggi dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ diperoleh pada posisi angular sudu 30° sebesar 8,65 N-cm dan maksimum terendah pada posisi angular sudu 150° sebesar -1,14 N-cm. Grafik hasil pengujian menunjukkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu terjadi peningkatan pada torsi statis maksimum tertinggi dan peningkatan pada torsi maksimum terendah dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dapat meningkatkan nilai torsi statis maksimum turbin untuk $Re = 178000$, dimana torsi statis tanpa silinder pengganggu sebesar 7,88 N-cm pada posisi angular sudu 30° menjadi 8,65 N-cm dengan silinder pengganggu pada posisi angular sudu 30° atau meningkat sebesar 9,77% dari tanpa silinder pengganggu. Hal ini disebabkan penambahan silinder pengganggu pada $y/D = 0,5$ di depan *returning blade* dengan posisi angular sudu 30° memberikan pengaruh untuk menghambat aliran fluida menuju *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* mengalami penurunan. Disisi lain silinder pengganggu secara efektif dapat mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* yang berakibat pada peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade*. Hal ini menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu meningkat dan nilai torsi statis turbin mengalami peningkatan dan didapatkan nilai torsi statis maksimum. Sehingga penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* cukup efektif untuk meningkatkan nilai torsi statis maksimum tertinggi turbin. Kemampuan *self starting* turbin angin Savonius yang baik terdapat pada nilai torsi statis yang bernilai positif pada semua posisi angular sudu karena dapat menangkap aliran udara dari

berbagai kondisi. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ dapat memperkecil rentan posisi angular sudu pada torsi statis yang bernilai negatif, dimana rentan nilai torsi statis yang negatif tanpa silinder pengganggu $140^\circ - 160^\circ$ menjadi $140^\circ - 150^\circ$ dengan adanya silinder pengganggu. Hal ini menunjukkan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 178000$ efektif dalam meningkatkan nilai torsi statis maksimum tertinggi turbin dan dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

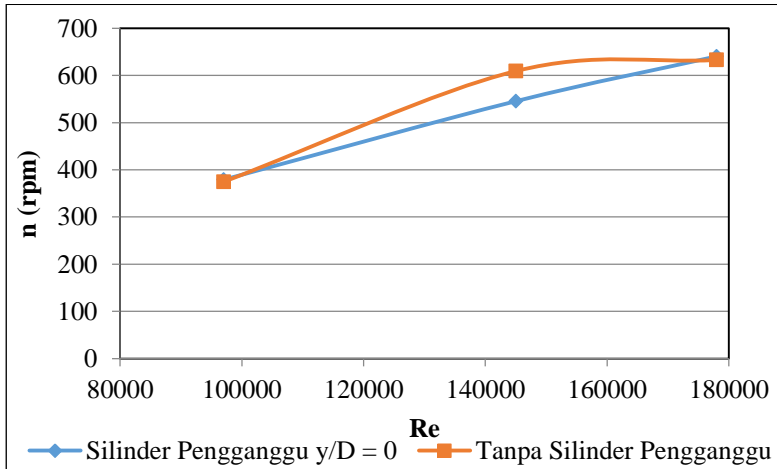
4.3.2 Analisis Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan *Returning blade* (n) Untuk Variasi y/D

Pada penelitian ini dilakukan analisis putaran turbin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$. Pengukuran putaran turbin dilakukan menggunakan *tachometer*. Pengukuran kecepatan putar turbin dimulai dari tanpa pemberian massa pembebanan hingga turbin angin Savonius berhenti berputar. Pengukuran nilai kecepatan putaran turbin angin Savonius dilakukan pada variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 dan variasi posisi $y/D = 0, 0,25$, dan $0,5$. Hasil pengukuran putaran turbin dengan silinder pengganggu pada tiap posisi y/D dibandingkan dengan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada grafik sub bab berikut.

4.3.2.1 Analisis Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (n) pada Jarak $y/D = 0,0$

Analisis putaran turbin dilakukan dengan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0$, jarak $S/D = 1,6$ dengan variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000. Hasil dari pengujian nilai putaran turbin

dengan dan tanpa silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.9.



Gambar 4.9 Grafik putaran turbin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan *Reynolds* pada $y/D=0$

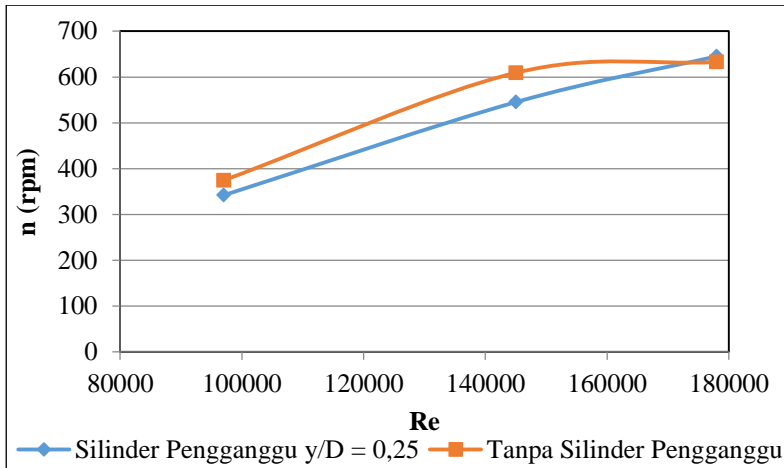
Berdasarkan grafik pada gambar 4.9 didapatkan nilai putaran turbin maksimum pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0$ untuk variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 379,03 rpm, 545,37 rpm, dan 640,40 rpm. Nilai putaran turbin maksimum tanpa silinder pengganggu untuk variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 374,57 rpm, 609,2 rpm, dan 632,86 rpm. Nilai putaran turbin mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* pada nilai TSR yang konstan. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ berpengaruh pada penurunan nilai putaran turbin untuk bilangan *Reynolds* = 145000.

Bilangan *Reynolds* yang semakin naik mengakibatkan semakin naiknya kecepatan aliran fluida menuju turbin sesuai

dengan persamaan 2.6. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0$ memberikan pengaruh untuk meningkatkan nilai putaran turbin untuk bilangan *Reynolds* = 97000 dan 178000. Hal ini disebabkan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* dan mengarahkan aliran fluida menuju sisi *advancing blade*. Sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* bertambah dan gaya *drag* pada *returning blade* berkurang yang mengakibatkan selisih gaya *drag* kedua sudu meningkat yang berpengaruh pada peningkatan putaran turbin. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0$ untuk $Re = 145000$ tidak memberikan pengaruh untuk meningkatkan nilai putaran. Hal ini disebabkan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ tidak dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* dan tidak mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* bertambah dan gaya *drag* pada *advancing blade* berkurang pada $Re = 145000$. Hal ini mengakibatkan pada $Re = 145000$ diperoleh selisih gaya *drag* antara kedua sudu berkurang sehingga nilai putaran turbin menurun. Dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ dan jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 97000$ dan 178000 kurang efektif untuk meningkatkan nilai putaran turbin yaitu sebesar 1,19% dan 1,19%, sedangkan pada $Re = 145000$ tidak efektif meningkatkan nilai putaran turbin.

4.3.2.2 Analisa Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (n) pada Jarak $y/D = 0,25$

Analisis putaran turbin dilakukan dengan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,25$, jarak $S/D = 1,6$ dengan variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000. Hasil dari pengujian nilai putaran turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.10.



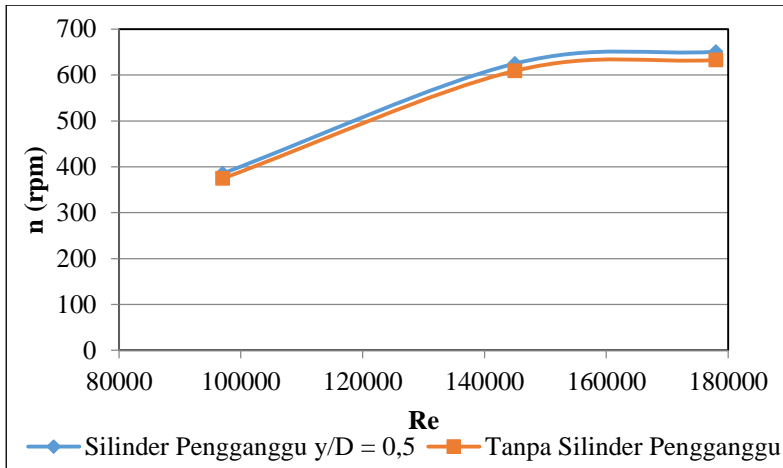
Gambar 4.10 Grafik putaran turbin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds pada $y/D=0,25$

Berdasarkan grafik pada gambar 4.10 didapatkan nilai putaran turbin maksimum pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,25$ untuk variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 342,03 rpm, 545,25 rpm, dan 645,2 rpm. Nilai putaran turbin mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* pada TSR yang konstan. Nilai putaran turbin maksimum tanpa silinder pengganggu untuk variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 374,57 rpm, 609,2 rpm, dan 632,86 rpm. Nilai putaran turbin mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* pada nilai TSR yang konstan. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ berpengaruh pada penurunan nilai putaran pada $Re = 97000$ dan 145000 sedangkan nilai putaran dengan silinder pengganggu pada $Re = 178000$ mengalami meningkatkan nilai putaran dibandingkan tanpa silinder pengganggu tetapi tidak signifikan.

Bilangan *Reynolds* yang semakin naik mengakibatkan semakin naiknya kecepatan aliran fluida menuju turbin sesuai dengan persamaan 2.6. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,25$ tidak memberikan pengaruh untuk meningkatkan nilai putaran turbin pada $Re = 97000$ dan 145000 dan putaran turbin dengan silinder pengganggu meningkat pada $Re = 178000$ tetapi tidak signifikan. Hal ini disebabkan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ tidak dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* dan tidak mampu mengarahkan aliran fluida serta dapat menghambat aliran fluida menuju sisi *advancing blade*. Sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* berkurang dan gaya *drag* pada *returning blade* bertambah yang mengakibatkan selisih gaya *drag* kedua sudu menurun yang berpengaruh pada penurunan putaran turbin. Dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ untuk $Re = 97000$ dan 145000 tidak efektif untuk meningkatkan nilai putaran turbin, sedangkan pada $Re = 178000$ kurang efektif meningkatkan putaran turbin dimana nilai putaran dengan silinder pengganggu yaitu 1,95% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu.

4.3.2.3 Analisa Putaran Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (n) pada Jarak $y/D = 0,5$

Analisa putaran turbin dilakukan dengan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$, jarak $S/D = 1,6$ dengan variasi bilangan *Reynolds* yaitu 97000, 145000, dan 178000. Hasil dari pengujian nilai putaran turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.11.



Gambar 4.11 Grafik putaran turbin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds pada $y/D = 0,5$

Berdasarkan grafik pada gambar 4.11 didapatkan nilai putaran turbin maksimum pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,5$ untuk variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 385,49 rpm, 625,12 rpm, dan 650,92 rpm. Nilai putaran turbin maksimum tanpa silinder pengganggu untuk variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000 secara berturut yaitu 374,57 rpm, 609,2 rpm, dan 632,86 rpm. Nilai putaran turbin mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan nilai bilangan *Reynolds* pada nilai TSR yang konstan. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ berpengaruh untuk meningkatkan nilai putaran turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu pada semua variasi bilangan *Reynolds*.

Bilangan *Reynolds* yang semakin naik mengakibatkan semakin naiknya kecepatan aliran fluida menuju turbin sesuai dengan persamaan 2.6. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ cukup berpengaruh

untuk meningkatkan nilai putaran turbin secara signifikan untuk bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000. Hal ini disebabkan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* dan mengarahkan aliran fluida menuju sisi *advancing blade*. Sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* bertambah dan gaya *drag* pada *returning blade* berkurang yang mengakibatkan selisih gaya *drag* kedua sudu meningkat yang berpengaruh pada peningkatan nilai putaran turbin. Dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ untuk $Re = 97000$ cukup efektif meningkatkan nilai putaran turbin sebesar 2,92%, $Re = 145000$ cukup efektif meningkatkan nilai putaran turbin yaitu sebesar 2,61%, dan $Re = 178000$ cukup efektif untuk meningkatkan nilai putaran turbin yaitu 2,85% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu tetapi kenaikan tidak terlalu signifikan.

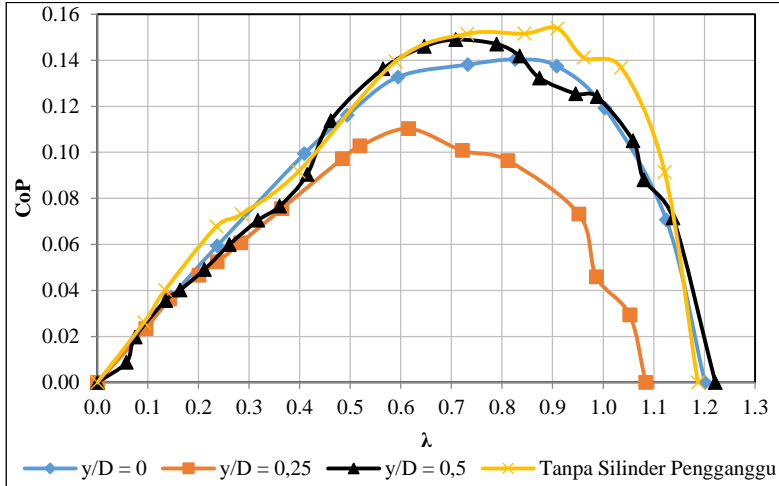
4.3.3 Analisa *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* (CoP) Untuk Variasi Bilangan *Reynolds*

Pada penelitian ini dilakukan analisa *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin angin Savonius menggunakan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ dengan cara membandingkan daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius terhadap daya kinetik dari angin yang digunakan. Daya mekanik yang dihasilkan turbin angin Savonius merupakan hasil perkalian antara torsi dinamis dengan putaran turbin Savonius. Pengukuran torsi dinamis dilakukan dengan menggunakan *brake dynamometer*. Pengujian dilakukan dengan memberikan variasi rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (y/D) = 0,0; 0,25; dan 0,5 dan variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000, dan 178000. Hasil dari pengujian penggunaan silinder pengganggu sebagai fungsi posisi y/D pada bilangan *Reynolds*

yang sama ditampilkan dalam bentuk grafik seperti pada gambar sub bab dibawah.

4.3.3.1 Analisa *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* (CoP) Untuk Variasi $Re = 97000$

Analisa *Coefficient of Power* dilakukan dengan cara membandingkan daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius terhadap daya kinetik dari angin yang digunakan. Pada sub bab ini dianalisis pengaruh peletakan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ di depan *returning blade* dengan variasi posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ pada bilangan *Reynolds* = 97000 untuk memperoleh *Coefficient of Power* optimum dari turbin Savonius. Adapun hasil pengujian diperoleh nilai *Coefficient of Power* dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap *Tip Speed Ratio* ditunjukkan pada gambar 4.12.



Gambar 4.12 Grafik coefficient of power turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap tip speed ratio pada $Re = 97000$

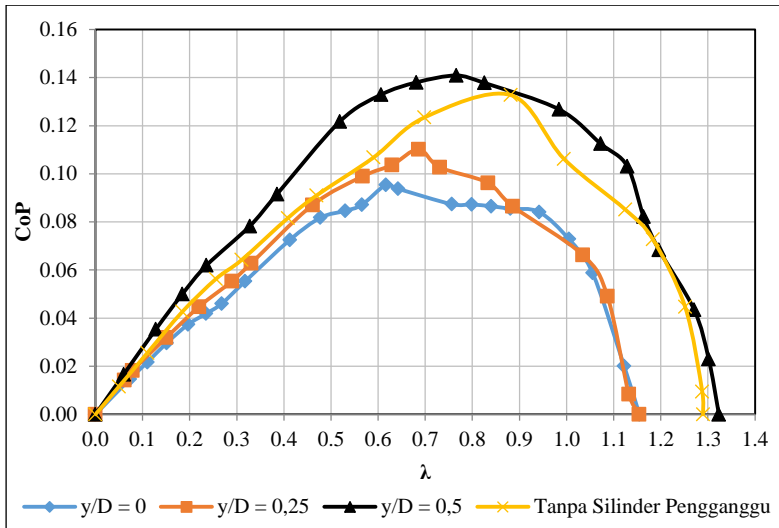
Berdasarkan gambar 4.12 dapat dilihat bahwa *Coefficient of Power* dari turbin mengalami penurunan nilai dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dibandingkan tanpa silinder pengganggu untuk semua variasi posisi y/D dengan bilangan *Reynolds* = 97000. Nilai CoP maksimum turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebesar 0,154 pada $TSR = 0,91$. Nilai CoP maksimum turbin angin savonius dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ secara berturut yaitu 0,14 pada $TSR = 0,83$, 0,11 pada $TSR = 0,62$, dan 0,149 pada $TSR = 0,71$. Nilai CoP maksimum terendah dengan silinder pengganggu terdapat pada posisi $y/D = 0,25$ dan maksimum tertinggi pada posisi $y/D = 0,5$. Nilai CoP dengan penambahan silinder pengganggu untuk semua variasi posisi y/D lebih rendah dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

Nilai CoP maksimum dengan peletakkan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ tidak dapat meningkatkan nilai CoP turbin tanpa silinder pengganggu untuk bilangan *Reynolds* = 97000. Hal ini disebabkan penambahan silinder pengganggu pada posisi tersebut menghalangi aliran fluida menuju *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* mengalami berkurang sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu berkurang. Penurunan selisih gaya *drag* kedua sudu mengakibatkan penurunan nilai torsi yang dihasilkan turbin. Nilai torsi turbin Savonius yang mengalami penurunan mengakibatkan penurunan nilai daya *output*, sedangkan daya *input* yang berasal dari kecepatan aliran udara bernilai tetap. Penurunan nilai daya *output* dari turbin menghasilkan penurunan nilai *Coefficient of Power*. Hal ini sesuai dengan penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) diperoleh bahwa koefisien *drag* dari silinder sirkular utama dengan meletakkan silinder pengganggu pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,25$ dapat mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai bilangan *Reynolds* sehingga dengan adanya silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan jarak $S/D = 1,6$ didepan *returning blade* untuk semua variasi posisi y/D

pada $Re = 97000$ tidak berpengaruh untuk menurunkan koefisien *drag* pada *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* tidak berkurang dan tidak terjadi peningkatan nilai CoP turbin. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ tidak menaikkan nilai CoP dibandingkan tanpa silinder pengganggu, sehingga dapat disimpulkan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$, jarak $S/D = 1,6$ tidak efektif untuk menaikkan nilai CoP dari turbin untuk bilangan *Reynolds* $= 97000$.

4.3.3.2 Analisa *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* (CoP) Untuk Variasi $Re = 145000$

Analisa *Coefficient of Power* dilakukan dengan cara membandingkan daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius terhadap daya kinetik dari angin yang digunakan. Pada sub bab ini dianalisis pengaruh peletakkan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ di depan *returning blade* dengan variasi posisi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ pada bilangan *Reynolds* $= 145000$ untuk memperoleh *Coefficient of Power* optimum dari turbin Savonius. Adapun hasil pengujian diperoleh nilai *Coefficient of Power* dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap *Tip Speed Ratio* ditunjukkan pada gambar 4.13.



Gambar 4.13 Grafik coefficient of power turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap tip speed ratio pada $Re = 145000$

Berdasarkan gambar 4.13 dapat dilihat penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* berpengaruh pada nilai *Coefficient of Power* turbin dimana terjadi kenaikan pada posisi $y/D = 0,5$ dan penurunan pada posisi $y/D = 0$ dan $0,25$ dibandingkan tanpa silinder pengganggu untuk bilangan *Reynolds* = 145000. Nilai CoP maksimum turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebesar 0,133 pada TSR = 0,88. Nilai CoP maksimum turbin angin savonius dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0$; 0,25; dan 0,5 secara berturut yaitu 0,095 pada TSR = 0,62, 0,11 pada TSR = 0,69, dan 0,141 pada TSR = 0,77. Nilai CoP maksimum terendah dengan penambahan silinder pengganggu terdapat pada posisi $y/D = 0$ dan maksimum tertinggi pada posisi $y/D = 0,5$. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ berpengaruh untuk meningkatkan nilai CoP turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

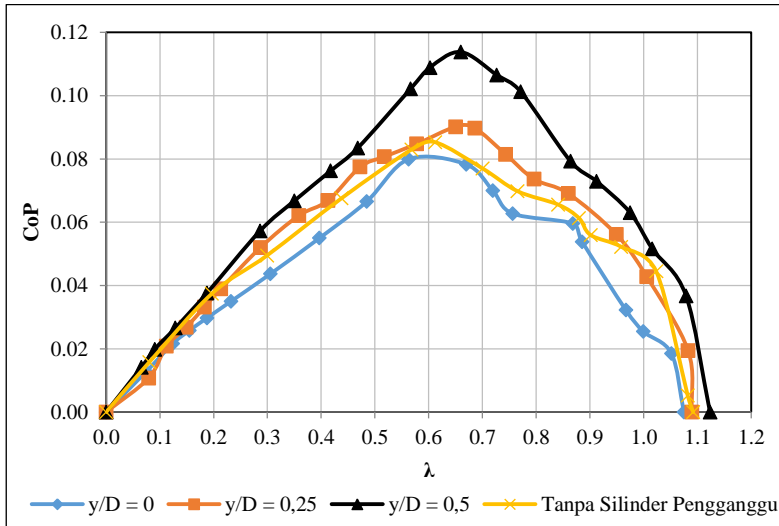
Nilai CoP dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ dan $0,25$ lebih rendah dibandingkan tanpa penambahan silinder pengganggu disebabkan silinder pengganggu pada posisi tersebut menghalangi aliran fluida menuju *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* berkurang dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu berkurang. Penurunan selisih gaya *drag* kedua sudu mengakibatkan penurunan nilai torsi yang dihasilkan turbin. Nilai torsi turbin Savonius yang mengalami penurunan mengakibatkan penurunan nilai daya *output*, sedangkan daya *input* yang berasal dari kecepatan aliran udara bernilai tetap sehingga menghasilkan penurunan nilai *Coefficient of Power*. Pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,5$ memiliki nilai CoP maksimum tertinggi dibandingkan silinder posisi $y/D = 0, 0,25$, dan tanpa silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* = 145000, namun silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ tidak menaikkan CoP turbin secara signifikan dibandingkan tanpa silinder pengganggu. Hal ini disebabkan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ dapat menghalangi aliran udara menuju *returning blade*, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* berkurang dan pada posisi $y/D = 0,5$ dapat mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* lebih banyak yang menyebabkan kenaikan nilai gaya *drag* pada *advancing blade* sehingga selisih gaya *drag* kedua sudu akan meningkat. Selain itu, peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* diduga dapat menyebabkan penurunan tekanan di daerah depan *returning blade*, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang menyebabkan selisih tekanan antara di depan dan belakang *returning blade* akan menurun. Akibatnya, selisih gaya *drag* antara kedua sudu yang meningkat yang menyebabkan kenaikan nilai torsi dan daya *output* dari turbin Savonius. Peningkatan nilai daya *output* dari turbin dengan daya *input* yang bernilai tetap akan menghasilkan kenaikan nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius. Disisi

lain, penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ dapat mempercepat perubahan *boundary layer* menjadi turbulen pada *returning blade*, sehingga titik separasi *returning blade* mundur ke belakang dan *wake* di belakang *returning blade* akan menyempit. Hal ini mengakibatkan gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan diperoleh selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Peningkatan selisih gaya *drag* kedua sudu mengakibatkan kenaikan nilai torsi dan daya *output* dari turbin, sehingga *Coefficient of Power* turbin akan meningkat. Hal ini sesuai dengan penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) diperoleh bahwa koefisien *drag* dari silinder sirkular utama dengan meletakkan silinder pengganggu pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,25$ dapat mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai bilangan *Reynolds* sehingga dengan adanya silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan jarak $S/D = 1,6$ didepan *returning blade* untuk variasi posisi $y/D = 0,5$ pada $Re = 145000$ berpengaruh untuk menurunkan koefisien *drag* pada *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan terjadi peningkatan nilai CoP turbin tertinggi dibandingkan pada $Re = 97000$. Dapat disimpulkan bahwa penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$ untuk bilangan *Reynolds* = 145000 untuk variasi posisi $y/D = 0,5$ cukup efektif dalam meningkatkan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius sebesar 6,02% lebih besar dibanding tanpa silinder pengganggu.

4.3.3.3 Analisa *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* (CoP) Untuk Variasi $Re = 178000$

Analisa *Coefficient of Power* dilakukan dengan cara membandingkan daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius terhadap daya kinetik dari angin yang digunakan. Pada sub bab ini dianalisis pengaruh peletakkan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ di depan *returning*

blade dengan variasi posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ pada bilangan *Reynolds* = 178000 untuk memperoleh *Coefficient of Power* optimum dari turbin Savonius. Adapun hasil pengujian diperoleh nilai *Coefficient of Power* dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap *Tip Speed Ratio* ditunjukkan pada gambar 4.14.



Gambar 4.14 Grafik coefficient of power turbin angin Savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap tip speed ratio pada $Re = 178000$

Berdasarkan gambar 4.14 dapat dilihat penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* berpengaruh pada nilai *Coefficient of Power* turbin dimana terjadi kenaikan pada posisi $y/D = 0,25$ dan $0,5$, serta penurunan pada posisi $y/D = 0$ dibandingkan tanpa silinder pengganggu untuk bilangan *Reynolds* = 178000. Nilai CoP maksimum turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebesar 0,085 pada $TSR = 0,61$. Nilai CoP maksimum turbin angin savonius pada posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ secara berturut yaitu 0,08 pada $TSR = 0,56$, 0,09 pada $TSR = 0,65$, dan 0,114 pada $TSR = 0,66$. Nilai CoP maksimum terendah

dengan penambahan silinder pengganggu terdapat pada posisi $y/D = 0$ dan maksimum tertinggi pada posisi $y/D = 0,5$. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ cukup signifikan meningkatkan CoP turbin dan posisi $y/D = 0,5$ dapat meningkatkan secara signifikan nilai CoP turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu, dimana turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu yang berkerja pada $Re = 178000$ memiliki nilai CoP maksimum terendah dibandingkan $Re = 97000$ dan 145000 tetapi dapat meningkatkan CoP turbin secara efektif.

Nilai CoP dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ lebih rendah dibandingkan tanpa penambahan silinder pengganggu disebabkan silinder pengganggu pada posisi tersebut menghalangi aliran fluida menuju *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* berkurang dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu berkurang. Penurunan selisih gaya *drag* kedua sudu mengakibatkan penurunan nilai torsi yang dihasilkan turbin. Nilai torsi turbin Savonius yang mengalami penurunan mengakibatkan penurunan nilai daya *output*, sedangkan daya *input* yang berasal dari kecepatan aliran udara bernilai tetap. Penurunan nilai daya *output* dari turbin menghasilkan penurunan nilai *Coefficient of Power*. Pada posisi silinder pengganggu $y/D = 0,25$ dan $0,5$ terjadi peningkatan CoP turbin dibandingat posisi $y/D = 0$ dan tanpa silinder pengganggu untuk bilangan *Reynolds* = 178000 . Hal ini disebabkan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,25$ dan $0,5$ dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade*, tetapi pada $y/D = 0,5$ lebih banyak menghalangi aliran fluida dibandingkan $y/D = 0,25$, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* berkurang. Pada posisi $y/D = 0,5$ dapat mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* lebih banyak dibandingkan $y/D = 0,25$ yang menyebabkan kenaikan nilai gaya *drag* pada *advancing blade* lebih besar sehingga selisih gaya *drag* kedua sudu akan semakin meningkat. Selain itu, peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* diduga dapat menyebabkan penurunan tekanan di depan *returning blade*,

sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang menyebabkan selisih tekanan antara di depan dan belakang *returning blade* akan menurun. Akibatnya, selisih gaya *drag* antara kedua sudu yang meningkat dapat menyebabkan kenaikan nilai torsi dan daya *output* dari turbin Savonius. Peningkatan nilai daya *output* dari turbin dengan daya *input* yang bernilai tetap akan menghasilkan kenaikan nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius. Disisi lain, penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,25$ dan $0,5$ dapat mempercepat perubahan *boundary layer* menjadi turbulen pada *returning blade*, sehingga titik separasi *returning blade* mundur ke belakang dan *wake* di belakang *returning blade* akan menyempit. Hal ini mengakibatkan gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan diperoleh selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Peningkatan selisih gaya *drag* kedua sudu mengakibatkan kenaikan nilai torsi dan daya *output* dari turbin, sehingga *Coefficient of Power* turbin akan meningkat. Dapat disimpulkan bahwa penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,25$ dan $0,5$, jarak $S/D = 1,6$ untuk bilangan *Reynolds* = 178000 dapat meningkatkann CoP turbin dibandingkan tanpa silinder pengganggu, dimana CoP turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai CoP maksimum pada $Re = 178000$ merupakan nilai CoP maksimum terendah dibandingkan nilai CoP turbin tanpa pengganggu pada $Re = 97000$ dan 145000 tetapi terjadi pada $Re = 178000$ peningkatan nilai CoP tertinggi. Hal ini sesuai dengan penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) diperoleh bahwa koefisien *drag* dari silinder sirkular utama dengan meletakkan silinder pengganggu pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,25$ dapat mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai bilangan *Reynolds* sehingga dengan adanya silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan jarak $S/D = 1,6$ didepan *returning blade* untuk variasi posisi $y/D = 0,25$ dan $0,5$ pada $Re = 178000$ berpengaruh untuk menurunkan koefisien *drag* pada

returning blade sehingga gaya drag pada *returning blade* menurun dan terjadi peningkatan nilai CoP turbin tertinggi dibandingkan pada $Re = 97000$ dan 145000 . Penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$ untuk bilangan *Reynolds* = 178000 pada posisi $y/D = 0,25$ cukup efektif meningkatkan CoP turbin yaitu sebesar 5,88% lebih besar dibanding tanpa silinder pengganggu, dan pada $y/D = 0,5$ secara efektif dapat meningkatkan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius sebesar 34,12% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu.

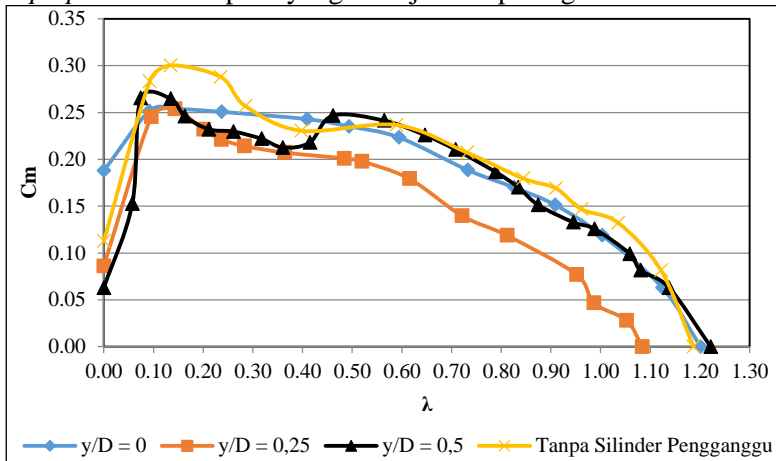
4.3.4 Analisa *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu (C_m) di Depan *Returning Blade* Untuk Variasi Bilangan *Reynolds*

Analisa *Coefficient of Moment* pada pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* dilakukan dengan cara membandingkan hasil torsi dinamis yang dihasilkan turbin angin Savonius dengan torsi teoritis dari angin. Pengukuran torsi dinamis dilakukan dengan menggunakan *brake dynamometer*. Nilai dari *Coefficient of Moment* berhubungan dengan *Coefficient of Power* dengan *Tip Speed Ratio*. Pengujian dilakukan dengan variasi posisi silinder $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ dan variasi bilangan *Reynolds* = 97000 , 145000 , dan 178000 .

4.3.4.1 Analisa *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* (C_m) Untuk Variasi $Re = 97000$

Pada sub bab ini dilakukan analisa pengaruh peletakkan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ untuk variasi posisi silinder pengganggu $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ dengan tanpa silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* = 97000 . Adapun hasil pengujian diperoleh nilai *Coefficient of*

Moment turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap *Tip Speed Ratio* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.15.



Gambar 4.15 Grafik coefficient of moment turbin angin savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio pada $Re = 97000$

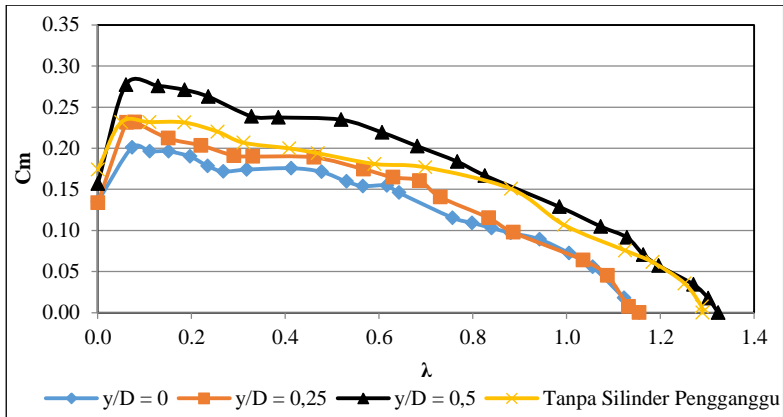
Berdasarkan gambar 4.15 didapatkan bahwa nilai *Coefficient of Moment* mengalami kenaikan seiring dengan penurunan nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai tertentu kemudian mengalami penurunan nilai *Coefficient of Moment* dengan penurunan nilai *Tip Speed Ratio*. Dari grafik diatas didapatkan nilai C_m maksimum untuk tiap variasi posisi silinder pengganggu $y/D = 0,0; 0,25$; dan $0,5$ secara berturut yaitu $0,25$ pada $TSR = 0,15$, $0,25$ pada $TSR = 0,14$, dan $0,27$ pada $TSR = 0,07$. Nilai C_m maksimum tanpa penggunaan silinder pengganggu sebesar $0,30$ pada $TSR = 0,13$. Penambahan silinder pengganggu pada turbin angin Savonius untuk semua variasi posisi $y/D = 0,0; 0,25$; dan $0,5$ berpengaruh terhadap penurunan nilai C_m dari turbin Savonius dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0; 0,25$; dan $0,5$ tidak dapat meningkatkan nilai *Coefficient of Moment* turbin

tanpa silinder pengganggu untuk bilangan *Reynolds* = 97000. Peletakkan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ di depan *returning blade* tidak dapat mengarahkan aliran fluida menuju *advancing blade* sehingga nilai gaya *drag* pada *advancing blade* mengalami penurunan dan silinder pengganggu dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* meningkat. Sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan semakin menurun, hal ini menyebabkan torsi dinamis dari turbin angin Savonius yang diperoleh pada posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ lebih rendah dibandingkan tanpa adanya silinder pengganggu. Sehingga dengan nilai torsi dinamis yang lebih rendah dibandingkan tanpa pengganggu dengan nilai torsi teoritis dari angin yang nilainya tetap akan menghasilkan penurunan nilai C_m . Dapat disimpulkan penggunaan silinder pengganggu tidak efektif untuk meningkatkan nilai C_m pada posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$, jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 97000$.

4.3.4.2 Analisa Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade (C_m) Untuk Variasi $Re = 145000$

Pada sub bab ini dilakukan analisa pengaruh peletakkan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ untuk variasi posisi silinder pengganggu $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ dengan tanpa silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* = 145000. Adapun hasil pengujian diperoleh nilai *Coefficient of Moment* turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap *Tip Speed Ratio* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.16.



Gambar 4.16 Grafik coefficient of moment turbin angin savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio pada $Re = 145000$

Berdasarkan gambar 4.16 didapatkan bahwa nilai *Coefficient of Moment* mengalami kenaikan seiring dengan penurunan nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai tertentu kemudian mengalami penurunan nilai *Coefficient of Moment* dengan penurunan nilai *Tip Speed Ratio*. Dari grafik diatas didapatkan nilai C_m maksimum untuk tiap variasi posisi silinder pengganggu $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ secara berturut yaitu $0,20$ pada $TSR = 0,07$, $0,23$ pada $TSR = 0,08$, dan $0,28$ pada $TSR = 0,06$. Nilai C_m maksimum tanpa penggunaan silinder pengganggu sebesar $0,23$ pada $TSR = 0,11$. Penambahan silinder pengganggu pada turbin angin Savonius dengan posisi $y/D = 0,5$ berpengaruh terhadap peningkatan dan posisi $y/D = 0,25$ tidak berpengaruh untuk meningkatkan C_m , sedangkan pada $y/D = 0$ berpengaruh terhadap penurunan nilai C_m dari turbin Savonius.

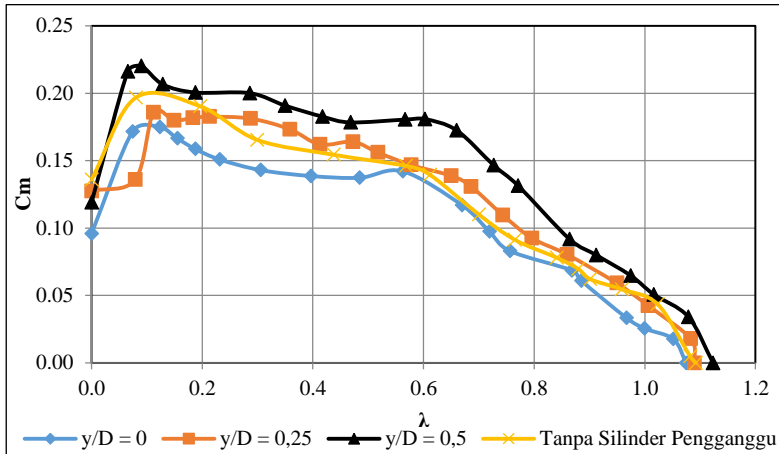
Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0$ lebih rendah dibandingkan tanpa silinder pengganggu disebabkan torsi dinamis dari turbin angin Savonius yang diperoleh pada posisi $y/D = 0,0$ lebih rendah dibandingkan tanpa adanya silinder

pengganggu. Sehingga dengan nilai torsi dinamis yang lebih rendah dibandingkan tanpa pengganggu dan nilai torsi teoritis dari angin yang nilainya tetap akan menghasilkan penurunan nilai C_m . Nilai C_m dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ bernilai sama dengan C_m tanpa silinder pengganggu, sehingga silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ tidak berpengaruh untuk mengurangi gaya *drag* pada *returning blade* dan mengarahkan aliran menuju *advancing blade* sehingga tidak terjadi peningkatan nilai torsi dinamis dibandingkan tanpa silinder pengganggu. Pada posisi $y/D = 0,25$ tidak efektif untuk meningkatkan nilai C_m dari turbin angin Savonius. Nilai C_m maksimum dengan silinder pengganggu diperoleh pada posisi $y/D = 0,5$ disebabkan pada posisi tersebut peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* sehingga nilai gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan juga dapat mengarahkan aliran udara menuju sisi *advancing blade* lebih banyak sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* lebih besar. Hal ini akan menghasilkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat dan nilai torsi yang dihasilkan turbin akan mengalami peningkatan. Peningkatan nilai torsi dinamis turbin yang lebih besar daripada torsi teoritis dari angin yang bernilai tetap akan berpengaruh untuk memperoleh nilai C_m maksimum. Dapat disimpulkan bahwa penggunaan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ efektif untuk meningkatkan nilai C_m sebesar 21,74% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu untuk $Re = 145000$.

4.3.4.3 Analisa Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade (C_m) Untuk Variasi $Re = 178000$

Pada sub bab ini dilakukan analisa pengaruh peletakkan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ untuk variasi posisi silinder pengganggu y/D sebesar 0,0; 0,25;

dan 0,5 dengan tanpa silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* = 178000. Adapun hasil pengujian diperoleh nilai *Coefficient of Moment* turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu terhadap *Tip Speed Ratio* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.17.



Gambar 4.17 Grafik coefficient of moment turbin angin savonius dengan dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio pada $Re = 178000$

Berdasarkan gambar 4.17 didapatkan bahwa nilai *Coefficient of Moment* mengalami kenaikan seiring dengan penurunan nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai tertentu kemudian mengalami penurunan nilai *Coefficient of Moment* dengan penurunan nilai *Tip Speed Ratio*. Dari grafik diatas didapatkan nilai C_m maksimum untuk tiap variasi posisi silinder pengganggu $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ secara berturut yaitu $0,17$ pada $TSR = 0,12$, $0,19$ pada $TSR = 0,11$, dan $0,22$ pada $TSR = 0,09$. Nilai C_m maksimum tanpa penggunaan silinder pengganggu sebesar $0,20$ pada $TSR = 0,08$. Penambahan silinder pengganggu pada turbin angin Savonius dengan posisi $y/D = 0,5$ berpengaruh terhadap

peningkatan dan posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ berpengaruh terhadap penurunan nilai C_m dari turbin Savonius.

Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ lebih rendah dibandingkan tanpa silinder pengganggu disebabkan torsi dinamis dari turbin angin Savonius yang diperoleh pada posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ lebih rendah dibandingkan tanpa adanya silinder pengganggu. Sehingga dengan nilai torsi dinamis yang lebih rendah dibandingkan tanpa pengganggu dan nilai torsi teoritis dari angin yang nilainya tetap akan menghasilkan penurunan nilai C_m . Nilai C_m maksimum dengan silinder pengganggu diperoleh pada posisi $y/D = 0,5$ disebabkan pada posisi tersebut peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menghalangi aliran fluida menuju *returning blade* sehingga nilai gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan juga dapat mengarahkan aliran udara menuju sisi *advancing blade* lebih banyak sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* lebih besar. Hal ini akan menghasilkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat dan nilai torsi yang dihasilkan turbin akan mengalami peningkatan. Peningkatan nilai torsi dinamis turbin yang lebih besar daripada torsi teoritis dari angin yang bernilai tetap akan berpengaruh untuk memperoleh nilai C_m maksimum. Dapat disimpulkan bahwa penggunaan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ efektif untuk meningkatkan nilai C_m sebesar 10% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu untuk $Re = 178000$.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada studi eksperimen yang telah dilakukan mengenai pengaruh penambahan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ ($d = 32,2$ mm) di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$ dengan variasi posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin ($y/D = 0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ dan variasi bilangan *Reynolds* = 97000, 145000 dan 178000 terhadap performa turbin angin Savonius dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,2$ pada jarak $S/D = 1,6$ di depan *returning blade* dapat meningkatkan atau menurunkan performa turbin angin Savonius yang dapat dilihat pada peningkatan atau penurunan nilai putaran turbin, torsi statis, nilai *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* yang dihasilkan turbin dibandingkan tanpa penambahan silinder pengganggu.
2. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,6$ dapat meningkatkan nilai torsi statis maksimum turbin secara efektif pada bilangan *Reynolds* = 178000 yaitu 9,77% lebih besar dari tanpa pengganggu sehingga gaya *drag* pada *returning blade* lebih rendah dengan adanya silinder pengganggu, pada bilangan *Reynolds* = 145000 kurang efektif dalam meningkatkan torsi statis maksimum yaitu sebesar 1,83% dari tanpa silinder pengganggu, dan pada $Re = 97000$ silinder pengganggu tidak efektif dalam meningkatkan nilai torsi statis turbin. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,6$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius untuk semua variasi bilangan *Reynolds*.

3. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak $S/D = 1,6$ pada posisi $y/D = 0,0$ kurang efektif dalam meningkatkan nilai putaran turbin untuk $Re = 97000$ dan 178000 sebesar $1,19\%$ dari tanpa silinder pengganggu. Penambahan silinder pengganggu pada jarak $S/D = 1,6$ dan posisi $y/D = 0,25$ untuk $Re = 178000$ kurang efektif meningkatkan putaran turbin dimana nilai putaran dengan silinder pengganggu yaitu $1,95\%$ lebih besar dari tanpa silinder pengganggu. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ untuk variasi $Re = 97000$, 145000 dan 178000 cukup efektif meningkatkan nilai putaran turbin secara berturut sebesar $2,92\%$, $2,61\%$, dan $2,85\%$ lebih besar dari tanpa silinder pengganggu tetapi kenaikan tidak terlalu signifikan.
4. *Coefficient of Power* maksimum turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* untuk bilangan *Reynolds* = 97000 pada posisi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$, jarak $S/D = 1,6$ tidak efektif untuk menaikkan nilai *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.
5. *Coefficient of Power* maksimum turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* untuk bilangan *Reynolds* = 145000 untuk variasi posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,6$ cukup efektif dalam meningkatkan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius sebesar $6,02\%$ lebih besar dibanding tanpa silinder pengganggu sehingga gaya *drag* pada *returning blade* lebih rendah dengan adanya silinder pengganggu.
6. *Coefficient of Power* maksimum turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$ untuk bilangan *Reynolds* = 178000 pada posisi $y/D = 0,25$ cukup efektif meningkatkan CoP turbin yaitu $5,88\%$ lebih besar dibanding tanpa silinder pengganggu, dan pada $y/D = 0,5$

secara efektif dapat meningkatkan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius yaitu 34,12% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu sehingga gaya *drag* pada *returning blade* lebih rendah dengan adanya silinder pengganggu.

7. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada jarak $S/D = 1,6$ tidak efektif dalam meningkatkan nilai *Coefficient of Moment* pada variasi posisi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ untuk bilangan *Reynolds* = 97000.
8. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak $S/D = 1,6$ efektif dalam meningkatkan *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius pada posisi $y/D = 0,5$ untuk variasi bilangan *Reynolds* = 145000 yaitu 21,74% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu dan bilangan *Reynolds* = 178000 yaitu 10% lebih besar dari tanpa silinder pengganggu.

5.2 Saran

Beberapa saran yang diberikan terhadap studi eksperimen yang telah dilakukan ini yaitu sebagai berikut :

1. Dalam pembuatan penyangga turbin angin Savonius sebaiknya diperhatikan keseimbangan dan kekuatan dari penyangga turbin agar tidak terjadi getaran yang dapat menimbulkan kerugian pada kinerja turbin.
2. Pengukuran torsi dinamis dengan *brake dynamometer* sebaiknya lebih diperhatikan karena seringnya terjadi *slip* pada benang *nylon* dan poros turbin.
3. Desain poros untuk turbin angin Savonius sebaiknya menggunakan satu poros dan pemasangan *bearing* yang benar sehingga tidak merugikan kinerja turbin.
4. Perlu dilakukan penelitian secara numerik untuk mengetahui pengaruh silinder pengganggu pada performa turbin angin Savonius dan penambahan *end plates* pada turbin.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Al-Shemmeri, T. 2010. **Wind Turbines** : First Edition. Ventus Publishing ApS.
- Altan, Burçin Deda, Atilgan,M., and Aydog˘an Özdamar. June 2008." An Experimental Study On Improvement Of A Savonius Rotor Performance With Curtaining". **Experimental Thermal and Fluid Science** 32., pp.1673-1678.
- Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT). 2017. **Outlook Energi Indonesia 2017**. Jakarta: Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT).
- Badan Pusat Statistik. 2013. **Proyeksi Penduduk Indonesia 2010-2035**. Jakarta: Badan Pusat Statistik.
- Burton, Tony, et al. 2001. **Wind Energy Handbook**. John Wiley & Sons,Inc.
- Danish Energy Agency. Januari 2017. **Powering Indonesia by Wind**. Denmark: Danish Energy Agency.
- Daryanto, Y. 2007. **Kajian Potensi Angin untuk Pembangkit Listrik Tenaga Bayu**. Balai PPTAGG - UPT - LAGG.
- Incropera, Frank P, et al. 2011. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition**. United States of America: John Wiley & Sons,Inc.
- Kementerian Energi Dan Sumber Daya Mineral (KESDM). 2015. **Rencana Strategis Direktorat Minyak dan Gas Bumi 2015-2019**. Jakarta: Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM).
- Kementerian Energi Dan Sumber Daya Mineral (KESDM). 2016. **Outlook Energi Indonesia 2016**. Jakarta: Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM).
- Kusdyanto, Agung and Djauhari Effendi. Mei 2017. "Listrik Tenaga Bayu Sulit Melaju". **Global Energi** 66., pp.58-59.
- Mahmoud, N.H., El-Haroun, A.A., Wahba, E., and M.H. Nasef. 2010. "An Experimental Study On Improvement of

- Savonius Rotor Performance". **Alexandria Engineering Journal**, pp.20-22.
- Mangkunegoro, Satria Bayu. 2017. **Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Sirkular Sebagai Pengganggu Aliran di Depan Sisi Returning Blade Terhadap Performa Turbin Angin Savonius**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Mohamed, M.H., Janiga, G., Pap, E., and D. Thévenin. 2010. "Optimization of Savonius Turbines Using An Obstacle Shielding The Returning Blade". **Renewable Energy** 35, pp.2618-2626.
- Pritchard, Philip J. and John C. Leylegian. 2011. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics, Edisi 8**. United States of America: John Wiley & Sons, Inc.
- Triyogi, Y., Abdul Latip, A., Prastiya Putri, N., Ubaidillah, M., Mazhlina, E., Ariyanto, C., Andaryani, U., and Fauzi, A. 2017. "Numerical study on the effect of width of single curtain on the performance of Savonius wind turbine". **MATEC Web of Conferences** Vol 154, pp.1-3.
- Triyogi, Y., Abdul Latip, A., Prastiya Putri, N., Ubaidillah, M., Mazhlina, E., Ariyanto, C., Andaryani, U., Fauzi, A., Aries Widodo, W., and Arip Dwiyantoro, B. 2018. "The effect of width of single curtain on the performance of Savonius wind turbine". **AIP Conferences Proceeding** Vol 1983, pp.020023-1 - 020023-5.
- Triyogi, Y, D. Suprayogi, and E. Spirda. 2009. "Reducing The Drag On A Circular Cylinder By Upstream Installation Of An I-Type Bluff Body As Passive Control". **Journal Mechanical Science** Vol 223 Part C, pp.2291-2296.
- T.Tsutsui dan T.Igarashi. 2002. "Drag Reduction Of A Circular Cylinder In An Air Stream". **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, pp.527-541.

LAMPIRAN

- a. Data performa turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu pada variasi $Re = 97000$, 145000 , dan 178000

Tabel A.1 Data Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re = 97000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	374.57	39.20	0	0	1.1772	1.19	0	0	0
28.2	353.90	37.04	15	190	1.1772	1.12	0.016	0.091	0.08
28.2	326.70	34.19	16	300	1.1772	1.04	0.026	0.137	0.13
28.2	303.35	31.75	18	333.33	1.1772	0.96	0.029	0.141	0.15
28.2	287.01	30.04	20	383.33	1.1772	0.91	0.034	0.154	0.17
28.2	266.39	27.88	25	410.67	1.1772	0.84	0.036	0.152	0.18
28.2	230.75	24.15	35	480	1.1772	0.73	0.041	0.151	0.21
28.2	185.89	19.46	45	553.33	1.1772	0.59	0.047	0.139	0.24
28.2	125.53	13.14	55	550	1.1772	0.40	0.046	0.092	0.23
28.2	89.92	9.41	75	626.67	1.1772	0.28	0.051	0.073	0.26
28.2	74.29	7.78	95	713.33	1.1772	0.24	0.058	0.068	0.29
28.2	42.27	4.42	155	800	1.1772	0.13	0.060	0.040	0.30
28.2	29.13	3.05	175	783.33	1.1772	0.09	0.057	0.026	0.28

28.2	0	0	185	426.67	1.1772	0	0.023	0	0.11
------	---	---	-----	--------	--------	---	-------	---	------

Tabel A.2 Data Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re = 145000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	609.20	63.76	0	0	1.1772	1.29	0.000	0	0
28.2	608.43	63.68	15	50	1.1772	1.29	0.003	0.009	0.01
28.2	591.25	61.88	35	206.67	1.1772	1.25	0.016	0.045	0.04
28.2	558.83	58.49	55	351.33	1.1772	1.18	0.028	0.073	0.06
28.2	531.25	55.60	75	439.33	1.1772	1.12	0.034	0.085	0.08
28.2	469.69	49.16	95	609.33	1.1772	0.99	0.048	0.106	0.11
28.2	416.36	43.58	115	840	1.1772	0.88	0.068	0.133	0.15
28.2	329.83	34.52	155	1006	1.1772	0.70	0.079	0.123	0.18
28.2	278.75	29.18	195	1066	1.1772	0.59	0.081	0.107	0.18
28.2	221.57	23.19	215	1149	1.1772	0.47	0.087	0.091	0.19
28.2	192.91	20.19	235	1197	1.1772	0.41	0.090	0.082	0.20
28.2	146.65	15.35	255	1250.67	1.1772	0.31	0.093	0.064	0.21
28.2	120.78	12.64	275	1335	1.1772	0.26	0.099	0.056	0.22
28.2	87.07	9.11	315	1428.67	1.1772	0.18	0.104	0.043	0.23
28.2	52.07	5.45	335	1451	1.1772	0.11	0.104	0.026	0.23
28.2	23.66	2.48	375	1490	1.1772	0.05	0.104	0.012	0.23

28.2	0	0	385	1223.33	1.1772	0	0.078	0	0.17
------	---	---	-----	---------	--------	---	-------	---	------

Tabel A.3 Data Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re = 178000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	632.86	66.24	0	0	1.1772	1.09	0	0	0
28.2	626.90	65.62	15	50	1.1772	1.08	0.003	0.005	0.00
28.2	592.91	62.06	35	350	1.1772	1.02	0.029	0.045	0.04
28.2	555.20	58.11	55	450	1.1772	0.96	0.037	0.052	0.05
28.2	522.18	54.65	75	525	1.1772	0.90	0.042	0.056	0.06
28.2	509.67	53.35	95	600	1.1772	0.88	0.047	0.061	0.07
28.2	487.25	51.00	115	680	1.1772	0.84	0.053	0.066	0.08
28.2	443.43	46.41	155	816	1.1772	0.77	0.062	0.070	0.09
28.2	405.77	42.47	195	991.67	1.1772	0.70	0.074	0.077	0.11
28.2	354.57	37.11	215	1225	1.1772	0.61	0.094	0.085	0.14
28.2	329.16	34.45	235	1293.33	1.1772	0.57	0.099	0.083	0.15
28.2	253.45	26.53	255	1373.33	1.1772	0.44	0.104	0.068	0.15
28.2	173.35	18.14	295	1493.33	1.1772	0.30	0.112	0.049	0.17
28.2	113.89	11.92	355	1733.33	1.1772	0.20	0.128	0.037	0.19
28.2	46.35	4.85	395	1820	1.1772	0.08	0.133	0.016	0.20
28.2	0	0	415	1400	1.1772	0	0.092	0	0.14

- b. Data performa turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0$ dan variasi $Re = 97000$, 145000 , dan 178000

Tabel A.4 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0$, $Re = 97000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	379.03	39.67	0	0	1.1772	1.20	0	0	0
28.2	354.89	37.15	15	150	1.1772	1.12	0.013	0.071	0.06
28.2	316.59	33.14	20	275	1.1772	1.00	0.024	0.119	0.12
28.2	286.63	30.00	25	350	1.1772	0.91	0.030	0.137	0.15
28.2	260.57	27.27	35	400	1.1772	0.83	0.034	0.140	0.17
28.2	231.11	24.19	45	450	1.1772	0.73	0.038	0.138	0.19
28.2	187.52	19.63	55	534.67	1.1772	0.59	0.045	0.133	0.22
28.2	155.77	16.30	70	575	1.1772	0.49	0.047	0.116	0.24
28.2	129.09	13.51	75	596.67	1.1772	0.41	0.049	0.099	0.24
28.2	74.81	7.83	105	643.33	1.1772	0.24	0.050	0.059	0.25
28.2	46.05	4.82	155	700	1.1772	0.15	0.051	0.037	0.25
28.2	28.91	3.03	185	725	1.1772	0.09	0.050	0.023	0.25
28.2	0	0	195	598.33	1.1772	0	0.038	0	0.19

Tabel A.5 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0$,
 $Re = 145000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
32.3	545.37	57.08	0	0	1.1641	1.15	0	0	0
32.3	530.09	55.48	15	100	1.1641	1.12	0.008	0.020	0.02
32.3	498.48	52.17	35	300	1.1641	1.06	0.025	0.059	0.06
32.4	474.67	49.68	55	400	1.1637	1.00	0.032	0.073	0.07
32.4	444.90	46.57	75	500	1.1637	0.94	0.040	0.084	0.09
32.6	415.99	43.54	115	576.67	1.1630	0.88	0.043	0.085	0.10
32.6	396.69	41.52	135	625	1.1630	0.84	0.046	0.087	0.10
32.4	377.14	39.47	155	675	1.1637	0.80	0.048	0.087	0.11
32.1	357.35	37.40	175	725	1.1648	0.76	0.051	0.087	0.12
32.1	303.54	31.77	235	930	1.1648	0.64	0.065	0.094	0.15
32.3	291.27	30.49	255	991.67	1.1641	0.62	0.069	0.095	0.15
32.3	267.15	27.96	275	1008.33	1.1641	0.57	0.068	0.087	0.15
32.1	250.51	26.22	295	1055	1.1648	0.53	0.071	0.085	0.16
32.3	225.58	23.61	335	1150	1.1641	0.48	0.076	0.082	0.17
32.3	194.87	20.40	375	1211.67	1.1641	0.41	0.078	0.073	0.18
32.3	150.11	15.71	395	1223.33	1.1641	0.32	0.077	0.055	0.17
32.1	126.49	13.24	415	1233.33	1.1648	0.27	0.076	0.046	0.17

32	110.77	11.59	455	1305	1.1651	0.23	0.079	0.042	0.18
32.1	92.88	9.72	495	1400	1.1648	0.20	0.084	0.037	0.19
32	71.33	7.47	535	1470	1.1651	0.15	0.087	0.030	0.20
31.8	52.17	5.46	575	1511.67	1.1658	0.11	0.087	0.022	0.20
31.7	34.46	3.61	635	1593.33	1.1662	0.07	0.089	0.015	0.20
31.5	0	0	655	1300	1.1669	0	0.060	0	0.14

Tabel A.6 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0$,
 $Re = 178000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.9	640.40	67.03	0	0	1.1760	1.07	0	0	0
28.9	626.52	65.58	15	150	1.1760	1.05	0.013	0.019	0.02
28.9	595.43	62.32	55	250	1.1760	1.00	0.018	0.025	0.03
28.9	576.13	60.30	95	350	1.1760	0.97	0.024	0.032	0.03
28.9	527.65	55.23	135	600	1.1760	0.89	0.043	0.054	0.06
28.8	517.29	54.14	175	700	1.1763	0.87	0.049	0.060	0.07
28.8	450.62	47.16	215	850	1.1763	0.76	0.059	0.063	0.08
28.8	428.52	44.85	255	1000	1.1763	0.72	0.069	0.070	0.10
28.8	398.96	41.76	295	1190	1.1763	0.67	0.083	0.078	0.12
28.5	335.25	35.09	335	1423.33	1.1774	0.56	0.101	0.080	0.14

28.5	288.73	30.22	375	1426.67	1.1774	0.48	0.098	0.067	0.14
28.5	236.39	24.74	415	1476.67	1.1774	0.40	0.099	0.055	0.14
28.5	182.07	19.06	455	1550	1.1774	0.31	0.102	0.044	0.14
28.5	138.18	14.46	495	1650	1.1774	0.23	0.108	0.035	0.15
28.5	111.65	11.69	535	1750	1.1774	0.19	0.113	0.030	0.16
28.5	92.35	9.67	575	1850	1.1774	0.16	0.119	0.026	0.17
28.2	73.63	7.71	615	1955	1.1784	0.12	0.125	0.022	0.17
28.2	44.16	4.62	665	1980	1.1784	0.07	0.123	0.013	0.17
28.2	0	0	715	1450	1.1784	0	0.068	0	0.10

- c. Data performa turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,25$ dan variasi $Re = 97000, 145000, \text{ dan } 178000$

Tabel A.7 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,25, Re = 97000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	342.03	35.80	0	0	1.1772	1.08	0	0	0
28.2	332.02	34.75	15	75	1.1772	1.05	0.006	0.029	0.03
28.2	311.25	32.58	25	125	1.1772	0.99	0.009	0.046	0.05
28.2	300.41	31.44	35	200	1.1772	0.95	0.015	0.073	0.08

28.2	256.10	26.81	45	300	1.1772	0.81	0.024	0.096	0.12
28.2	227.62	23.82	50	350	1.1772	0.72	0.028	0.101	0.14
28.2	194.09	20.32	65	450	1.1772	0.62	0.036	0.110	0.18
28.2	163.81	17.15	75	500	1.1772	0.52	0.040	0.103	0.20
28.2	152.72	15.98	85	516.67	1.1772	0.48	0.040	0.097	0.20
28.2	114.92	12.03	105	550	1.1772	0.36	0.041	0.075	0.21
28.2	89.36	9.35	115	575	1.1772	0.28	0.043	0.061	0.21
28.2	74.71	7.82	125	600	1.1772	0.24	0.044	0.052	0.22
28.2	63.40	6.64	135	633.33	1.1772	0.20	0.046	0.047	0.23
28.2	45.07	4.72	155	700	1.1772	0.14	0.051	0.036	0.25
28.2	30.12	3.15	195	721.67	1.1772	0.10	0.049	0.023	0.25
28.2	0	0	215	400	1.1772	0	0.017	0	0.09

Tabel A.8 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,25$, $Re = 145000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
31.8	545.25	57.07	0	0	1.1658	1.15	0	0	0
31.8	534.81	55.98	15	50	1.1658	1.13	0.003	0.008	0.01
31.8	513.39	53.74	35	250	1.1658	1.09	0.020	0.049	0.05
32	488.75	51.16	55	360	1.1651	1.03	0.028	0.066	0.06

32.1	418.44	43.80	135	600	1.1648	0.89	0.043	0.086	0.10
32.1	393.61	41.20	175	725	1.1648	0.83	0.051	0.096	0.12
32.1	345.04	36.11	255	925	1.1648	0.73	0.062	0.103	0.14
32.1	324.07	33.92	295	1060	1.1648	0.69	0.071	0.110	0.16
32	297.21	31.11	315	1100	1.1651	0.63	0.073	0.104	0.16
32	267.69	28.02	335	1166.67	1.1651	0.57	0.078	0.099	0.17
32	217.67	22.78	375	1275	1.1651	0.46	0.084	0.087	0.19
32	156.09	16.34	395	1300	1.1651	0.33	0.084	0.063	0.19
32	136.99	14.34	415	1325	1.1651	0.29	0.085	0.055	0.19
31.8	103.87	10.87	455	1425	1.1658	0.22	0.090	0.045	0.20
31.7	70.91	7.42	495	1506.67	1.1662	0.15	0.094	0.032	0.21
31.3	37.12	3.89	615	1721.67	1.1676	0.08	0.103	0.018	0.23
31.2	28.91	3.03	635	1740	1.1679	0.06	0.103	0.014	0.23
31.3	0	0	655	1293.33	1.1676	0	0.059	0	0.13

Tabel A.9 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,25$, $Re = 178000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
30.1	645.20	67.53	0	0	1.1718	1.09	0	0	0
30.1	641.01	67.09	15	150	1.1718	1.08	0.013	0.019	0.02

29.9	595.53	62.33	30	350	1.1725	1.01	0.030	0.043	0.04
30.1	562.03	58.83	55	500	1.1718	0.95	0.041	0.056	0.06
30.1	508.92	53.27	95	700	1.1718	0.86	0.056	0.069	0.08
30.1	471.14	49.31	135	831.67	1.1718	0.80	0.065	0.074	0.09
30.1	440.07	46.06	175	1000	1.1718	0.74	0.077	0.081	0.11
29.9	406.17	42.51	215	1200	1.1725	0.69	0.092	0.090	0.13
29.9	384.83	40.28	255	1300	1.1725	0.65	0.097	0.090	0.14
29.9	342.04	35.80	295	1400	1.1725	0.58	0.103	0.085	0.15
29.9	306.33	32.06	375	1550	1.1725	0.52	0.110	0.081	0.16
29.9	279.67	29.27	415	1650	1.1725	0.47	0.115	0.077	0.16
29.9	244.34	25.57	455	1675	1.1725	0.41	0.114	0.067	0.16
29.9	212.15	22.20	495	1800	1.1725	0.36	0.122	0.062	0.17
29.9	169.85	17.78	535	1900	1.1725	0.29	0.127	0.052	0.18
29.9	126.21	13.21	575	1950	1.1725	0.21	0.128	0.039	0.18
29.9	108.22	11.33	615	1983.33	1.1725	0.18	0.128	0.033	0.18
29.8	88.09	9.22	655	2010	1.1728	0.15	0.126	0.027	0.18
29.9	66.31	6.94	695	2093.33	1.1725	0.11	0.130	0.021	0.19
29.9	46.73	4.89	735	1758.33	1.1725	0.08	0.095	0.011	0.14
29.9	0	0	775	1735	1.1725	0	0.089	0	0.13

- d. Data performa turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan variasi $Re = 97000, 145000, \text{ dan } 178000$

Tabel A.10 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,5, Re = 97000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	385.49	40.35	0	0	1.1772	1.22	0	0	0
28.2	359.13	37.59	15	150	1.1772	1.14	0.013	0.072	0.06
28.2	340.91	35.68	25	200	1.1772	1.08	0.016	0.088	0.08
28.2	334.12	34.97	35	248	1.1772	1.06	0.020	0.105	0.10
28.2	311.66	32.62	55	325	1.1772	0.99	0.025	0.124	0.13
28.2	298.35	31.23	65	350	1.1772	0.95	0.027	0.125	0.13
28.2	275.84	28.87	75	400	1.1772	0.87	0.030	0.132	0.15
28.2	263.41	27.57	85	450	1.1772	0.83	0.034	0.142	0.17
28.2	248.95	26.06	95	495.33	1.1772	0.79	0.037	0.147	0.19
28.2	223.50	23.39	105	556.67	1.1772	0.71	0.042	0.149	0.21
28.2	204.01	21.35	115	600	1.1772	0.65	0.045	0.146	0.23
28.2	178.15	18.65	135	653.33	1.1772	0.56	0.048	0.136	0.24
28.2	145.55	15.23	145	675	1.1772	0.46	0.049	0.114	0.25
28.2	130.86	13.70	155	623.33	1.1772	0.41	0.044	0.090	0.22

28.2	113.74	11.90	165	621.67	1.1772	0.36	0.043	0.077	0.21
28.2	100.16	10.48	185	661.67	1.1772	0.32	0.044	0.070	0.22
28.2	82.35	8.62	195	688.33	1.1772	0.26	0.046	0.060	0.23
28.2	66.75	6.99	225	723.33	1.1772	0.21	0.046	0.049	0.23
28.2	51.50	5.39	245	773.33	1.1772	0.16	0.049	0.040	0.25
28.2	42.49	4.45	255	823.33	1.1772	0.13	0.053	0.036	0.26
28.2	23.51	2.46	265	835	1.1772	0.07	0.053	0.020	0.27
28.2	18.08	1.89	275	602.67	1.1772	0.06	0.031	0.009	0.15
28.2	0	0	285	150	1.1772	0	0.013	0	0.06

Tabel A.11 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0.5$, $Re = 145000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	625.12	65.43	0	0	1.1772	1.32	0.00	0	0
28.2	614.87	64.36	15	100	1.1772	1.30	0.008	0.023	0.02
28.2	600.18	62.82	35	200	1.1772	1.27	0.015	0.044	0.03
28.2	565.11	59.15	75	350	1.1772	1.20	0.026	0.068	0.06
28.2	549.62	57.53	95	435	1.1772	1.16	0.032	0.082	0.07
28.2	533.23	55.81	135	575	1.1772	1.13	0.041	0.103	0.09
28.2	506.61	53.02	195	700	1.1772	1.07	0.047	0.113	0.10

28.2	464.93	48.66	255	875	1.1772	0.98	0.058	0.127	0.13
28.2	390.01	40.82	355	1158.33	1.1772	0.83	0.075	0.138	0.17
28.2	362.01	37.89	415	1300	1.1772	0.77	0.082	0.141	0.18
28.2	321.88	33.69	475	1450	1.1772	0.68	0.091	0.138	0.20
28.2	286.51	29.99	495	1550	1.1772	0.61	0.098	0.133	0.22
28.2	245.07	25.65	545	1675	1.1772	0.52	0.105	0.122	0.23
28.2	181.97	19.05	555	1698.33	1.1772	0.39	0.107	0.092	0.24
28.2	154.75	16.20	575	1725	1.1772	0.33	0.107	0.078	0.24
28.2	111.37	11.66	635	1900	1.1772	0.24	0.118	0.062	0.26
28.2	87.25	9.13	695	2000	1.1772	0.18	0.122	0.050	0.27
28.2	60.51	6.33	755	2083.33	1.1772	0.13	0.124	0.035	0.28
28.2	28.25	2.96	815	2150	1.1772	0.06	0.124	0.017	0.28
28.2	0	0	855	100	1.1772	0.00	0.070	0	0.16

Tabel A.12 Data Performa Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Posisi $y/D = 0,5$, $Re = 178000$

T (°C)	n_0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
31.1	650.92	68.13	0	0	1.1683	1.12	0	0	0
31.1	625.10	65.43	55	300	1.1683	1.08	0.023	0.037	0.03
31.1	588.74	61.62	95	460	1.1683	1.02	0.034	0.052	0.05

31.1	564.81	59.12	135	600	1.1683	0.97	0.043	0.063	0.06
31.1	528.55	55.32	175	750	1.1683	0.91	0.054	0.073	0.08
31.1	500.54	52.39	215	875	1.1683	0.86	0.062	0.079	0.09
30.9	446.79	46.76	255	1200	1.1690	0.77	0.088	0.101	0.13
30.9	421.01	44.07	295	1350	1.1690	0.73	0.098	0.107	0.15
31.1	382.35	40.02	335	1575	1.1683	0.66	0.116	0.114	0.17
31.1	348.96	36.52	375	1675	1.1683	0.60	0.121	0.109	0.18
30.8	328.23	34.36	415	1713.33	1.1693	0.57	0.121	0.102	0.18
30.8	271.28	28.39	495	1778.33	1.1693	0.47	0.120	0.084	0.18
30.5	241.97	25.33	535	1850	1.1704	0.42	0.123	0.076	0.18
30.3	202.67	21.21	615	1990	1.1711	0.35	0.128	0.067	0.19
30.3	165.77	17.35	655	2096.67	1.1711	0.29	0.134	0.057	0.20
30.3	108.77	11.38	705	2150	1.1711	0.19	0.135	0.038	0.20
30.3	74.54	7.80	755	2243.33	1.1711	0.13	0.139	0.027	0.21
30.5	52.24	5.47	855	2440	1.1704	0.09	0.148	0.020	0.22
30.3	37.93	3.97	905	2462.33	1.1711	0.07	0.145	0.014	0.22
30.3	0	0	955	1813.33	1.1711	0	0.080	0	0.12

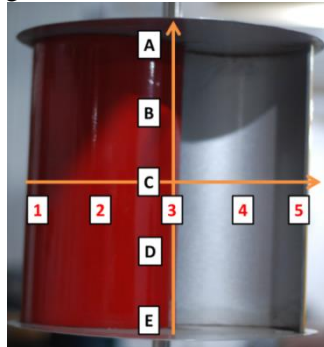
- e. Data torsi statis turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ dan tanpa silinder pengganggu untuk variasi $Re = 97000$, 145000 , dan 178000

Tabel A.13 Data Torsi Statis Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu

Posisi Angular (deg)	Re = 97000		Re = 145000		Re = 178000	
	T_{s0} (Ncm)	T_s (Ncm)	T_{s0} (Ncm)	T_s (Ncm)	T_{s0} (Ncm)	T_s (Ncm)
0	1.5	0.22	3.7	1.56	3.22	2.26
10	2	0.55	5.3	2.27	7.02	3.73
20	2.1	1.23	6.3	4.12	7.63	6.2
30	2.3	2.06	6.56	6.68	7.88	8.65
40	2.02	2.12	5.9	4.36	7.24	7.66
50	1.55	1.68	4.39	3.94	6.7	6.46
60	1.42	1.26	3.92	3.64	5.83	5.75
70	1.08	1.12	3.78	3.24	4.59	4.99
80	0.68	0.95	2.8	2.85	3.67	4.1
90	0.54	0.63	1.91	2.31	3.06	3.3
100	0.06	0.48	0.82	1.67	2.03	2.36
110	0.04	0.19	0.34	0.65	1.58	1.34
120	-0.1	-0.17	0.1	0.39	0.93	0.49
130	-0.16	-0.22	-0.33	0	0.01	0.1

140	-0.64	-0.36	-0.71	-0.33	-1.22	-0.76
150	-0.73	-0.12	-1.61	-0.69	-2.03	-1.14
160	-0.78	0	-1.31	0.09	-0.02	0.11
170	0.31	0.4	0.33	0.36	2.1	1.57
180	1.15	0.98	3.65	1.68	3.34	2.03

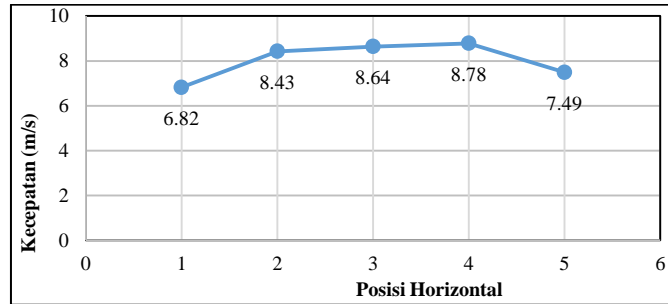
- f. *Uniformity test* aliran fluida udara pada sisi *upstream* turbin angin Savonius dengan melakukan pengukuran kecepatan aliran fluida udara pada 5 titik vertikal dan 5 titik horizontal. *Uniformity test* dilakukan di depan turbin angin Savonius pada jarak 571,6 mm atau 2 kali diameter turbin angin Savonius.



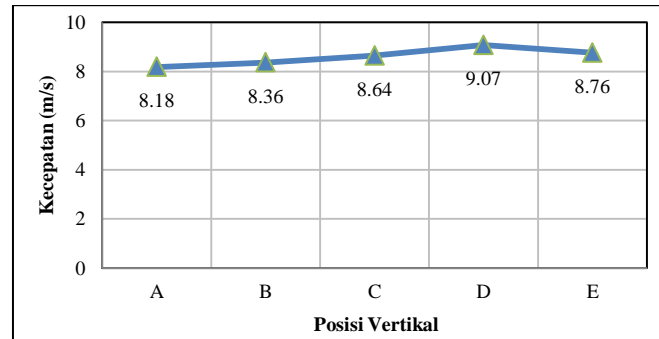
Gambar A.1 Uniformity test

Tabel A.14 Data Kecepatan Aliran Fluida Arah Horizontal dan Vertikal

Data	C (Horizontal)					3 (Vertikal)				
	1	2	3	4	5	A	B	C	D	E
1	6.9	8.7	8.9	8.9	7.2	8.1	8.5	8.9	8.7	8.8
2	6.8	8.7	8.9	8.8	7.2	8	8.4	8.9	9.1	8.7
3	6.9	8.3	8.5	8.9	7.7	8.3	8.2	8.5	9	8.6
4	6.6	8.3	8.5	8.7	7.8	8.1	8.4	8.5	9.2	9
5	6.7	8.3	8.4	8.7	7.7	8.3	8.3	8.4	8.9	8.8
6	6.7	8.6	8.5	8.9	7.5	8.1	8.3	8.5	9.3	8.9
7	6.9	8.4	8.6	8.7	7.3	8	8.2	8.6	9.2	8.7
8	7.1	8.3	8.6	8.6	7.6	8.5	8.5	8.6	9	8.6
9	6.9	8.4	8.8	8.7	7.6	8.1	8.4	8.8	9.2	8.8
10	6.7	8.3	8.7	8.9	7.3	8.3	8.4	8.7	9.1	8.7
Rata-rata	6.82	8.43	8.64	8.78	7.49	8.18	8.36	8.64	9.07	8.76



Gambar A.2 Grafik distribusi kecepatan horizontal pada uniformity test



Gambar A.3 Grafik distribusi kecepatan vertikal pada uniformity test

BIODATA PENULIS



Penulis, Rovita Harim Bharadela Fitriana, lahir di Nganjuk pada tanggal 24 Juni 1997, merupakan anak pertama dari dua bersaudara, dari pasangan Sugino,S.H dan Roro Anik Widiyawati,S.Kep. Penulis telah menempuh pendidikan formalnya di TK Aisyah 1 Nganjuk. Kemudian melanjutkan pendidikan dasar di SDN Mangundikaran 1 Nganjuk (2003-2009), SMPN 1 Nganjuk (2009-2012), dan SMAN 2 Kediri (2012-2014). Setelah lulus SMA pada tahun 2012, penulis melanjutkan pendidikannya di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2104.

Selama empat tahun perkuliahan di Teknik Mesin, penulis aktif berorganisasi dan menjadi panitia *event*. Dalam organisasi kemahasiswaan, pada tahun kedua penulis aktif di Himpunan Mahasiswa Mesin sebagai staff Departemen PPIM. Kemudian pada tahun ketiga, penulis aktif sebagai Kabiرو Keilmiahan Departemen PPIM di Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin. Pada masa perkuliahan penulis memilih untuk mengambil bidang studi Mekanika Fluida dan menjadi asisten praktikum Mekanika Fluida dan Mesin Fluida Inkompresibel. Pada tahun ketiga, penulis berkesempatan untuk melakukan kerja praktek di PT. Dirgantara Indonesia (Persero) di bidang Analisis Struktur selama satu bulan. Prestasi yang pernah diraih oleh penulis yaitu PKM Terdanai pada tahun 2015, dan berkesempatan mendapatkan beasiswa Peningkatan Prestasi Akademi (PPA-ITS) selama 2 tahun. Penulis dapat dihubungi melalui email rovitaharim@gmail.com.